



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
ARAGÓN**

**SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICO
A TRAVÉS DE ENERGÍA SOLAR**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MÉCANICO

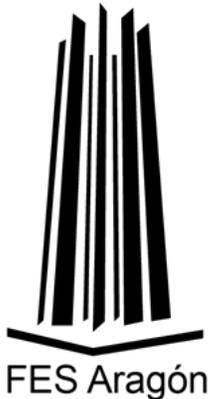
PRESENTA:

MARIO ALBERTO NAVA LÓPEZ

DIRECTOR DE TESIS

ING. CRUZ ARRIETA RAÚL

Ciudad Nezahualcóyotl, Estado de México, 2020





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

AGRADECIMIENTOS

Las siguientes líneas forman parte de un humilde agradecimiento para aquellas personas que han confiado en mi trabajo y dedicación, con la cual he podido llegar a la culminación de la carrera que tanto amo, Ingeniería Mecánica.

Inicialmente doy gracias a la Facultad de Estudios Superiores Aragón por haberme permitido obtener un desarrollo en ámbitos culturales y profesionales; así como el hacerme sentir parte de esta gran familia UNAM, cuyo nombre portare siempre con orgullo.

Gracias a toda mi familia que me ha apoyado en este arduo camino, sin la cual habría claudicado desde el primer día. En especial, agradezco a mi madre y hermanas todo el amor y sabiduría que me brindaron desde el día en que nací. Todos mis logros se los debo a la mujer más valiente y admirable que conozco: Mi madre.

A la mujer que le dio un color a todos mis días, gracias Alexía Ibáñez por ser aquella persona que siempre me motiva a superarme y ver más allá de mis propios sueños. Este trabajo es de igual manera un fruto tuyo por creer en mí.

Agradezco a todos mis profesores que me formaron académicamente a través de este largo camino universitario, gracias por compartir todos sus conocimientos y valores. De igual forma, a mis compañeros de carrera que siempre brindaron una sonrisa honesta y un hombro en el cual apoyarse desde el primer día que nos conocimos.

A mi asesor Ing. Cruz Arrieta Raúl por el apoyo y motivación a obtener el título, reciba especial agradecimiento por ser la inspiración para la realización de esta tesis.

Por mi raza hablara el espíritu.

Mario Alberto Nava López

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	I
JUSTIFICACIÓN	II
OBJETIVOS	II
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	III
ÍNDICE DE GRÁFICAS Y TABLAS	V
NOMENCLATURA	VI

CAPÍTULO I. TERMODINÁMICA	I
1.1 LEY CERO DE LA TERMODINÁMICA	2
1.2 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA	3
1.3 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA	4
1.4 TERCERA LEY DE LA TERMODINÁMICA	5
1.5 CICLOS TERMODINAMICOS.....	5
1.6 PROPIEDADES TERMODINÁMICAS	7
1.6.1 Densidad.....	7
1.6.2 Temperatura.....	7
1.6.3 Calor	9
CAPÍTULO 2. REFRIGERACIÓN	II
2.1 ANTECEDENTES HISTORICOS.....	12
2.2 PROCESO DE REFRIGERACIÓN	13
2.2.1 Método natural	14
2.2.2 Método mecánico.....	15
2.3 CICLO CARNOT.....	17
2.3.1 Proceso adiabático	18
2.3.2 Proceso isotérmico.....	20
2.4 COMPONENTES BÁSICOS DE REFRIGERACIÓN	21
2.4.1 Evaporador	21
2.4.2 Compresor	23
2.4.3 Condensador.....	24
2.4.4 Dispositivo de expansión.....	25
2.5 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN	26
2.5.1 Refrigeración por absorción	26
2.5.2 Refrigeración por compresión	29

2.6 LÍQUIDOS REFRIGERANTES	31
2.6.1 Clasificación de líquidos refrigerantes	32
2.6.2 Enumeración de líquidos refrigerantes.....	35
CAPÍTULO 3. ENERGÍA SOLAR.....	38
3.1 COLECTORES SOLARES.....	39
3.1.1 Colectores fotovoltaicos.....	40
3.1.2 Colectores solares planos.....	41
3.1.3 Colectores de disco parabólico	42
3.1.4 Motor Stirling.....	43
CAPÍTULO 4. PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO.....	44
4.1 DELIMITACIÓN GEOGRÁFICA DEL PROYECTO	45
4.1.1 Huamantla, Tlaxcala	46
4.2 SITUACIÓN ENERGÉTICA EN MÉXICO	50
4.2.1 Huamantla, Tlaxcala	53
4.3 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.....	55
CAPÍTULO 5. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES	58
5.1 ANÁLISIS TERMODINÁMICO	61
5.1.1 Balance energético y másico.....	61
5.1.2 Carga de enfriamiento.....	62
5.1.3 Concentraciones de trabajo	73
5.2 SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES	87
5.2.1 Evaporador	88
5.2.2 Condensador.....	90
5.2.3 Intercambiador.....	92
5.2.4 Absorbedor	94
5.2.5 Generador	96
5.2.6 Bomba eléctrica	98
5.2.7 Válvula de expansión termostática.....	100
5.2.8 Válvula de regulación	102
5.2.9 Elementos secundarios.....	104
5.3 DISEÑO	107
5.4 FUENTE DE ENERGÍA.....	112
5.4.1 Consideraciones de operación.....	114
5.4.2 Análisis geométrico del disco parabólico.....	114
5.4.3 Análisis óptico del disco parabólico	118

5.4.4 Sistema de seguimiento solar	119
5.4 ANALISIS ECÓNOMICO.....	120
CAPÍTULO 6. OPERACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	122
6.1 PROCEDIMIENTO DE ARRANQUE DEL SISTEMA.....	123
6.2 REGLAMENTO DE OPERACIÓN	124
6.3 PARO TOTAL DEL SISTEMA.....	124
6.4 SEGURIDAD EN CASO DE FUGA	125
CONCLUSIONES.....	126
BIBLIOGRAFÍA	127

INTRODUCCIÓN

A través del tiempo y del desarrollo humano, se ha presentado la necesidad de obtener nuevas fuentes de energía que representen una alternativa a la futura carencia de recursos energéticos. Es por ello que desde hace años, la humanidad ha empezado el estudio y análisis de energías sustentables como lo son la energía solar, geotérmica, hidráulica y eólica.

El siguiente trabajo presenta el desarrollo de una investigación desde un enfoque explicativo sobre un proyecto de refrigeración que sea capaz de cumplir con su funcionamiento bajo los principios termodinámicos y físicos. En una búsqueda por optimizar el sistema de refrigeración, su diseño será pensado en ser sustentable con el medio ambiente acoplándolo a una fuente de potencia principal proporcionada por un colector solar, el cual a su vez será capaz de energizar todo el sistema.

Para el capítulo I se abordan los principios termodinámicos fundamentales, mediante los cuales se rigen los comportamientos de la materia, así como sus propiedades intrínsecas que sirvan como un antecedente a lo que conlleva un ciclo de refrigeración.

En el capítulo 2 se presenta un marco teórico de las bases de un ciclo de refrigeración; analizando sus elementos principales, el estudio de las propiedades en los procesos de refrigeración, así como de los líquidos refrigerantes que ayuden a cumplir con dicha tarea.

En el capítulo 3 se brinda una breve introducción al concepto de energía y sus diferentes representaciones físicas, enfocándose principalmente en la energía solar. Abriendo un panorama de opciones para poder seleccionar una fuente de potencia al proceso.

El capítulo 4 se refiere al planteamiento del problema, donde se ampliarán las limitantes del proyecto en aspectos sociales, económicos, geográficos y termodinámicos, los cuales influirán en el diseño final del sistema de refrigeración.

Para el capítulo 5 se describirá la metodología de construcción en un papel teórico, justificando las razones de la selección del equipo y material, así como del diseño más eficiente.

En el capítulo 6 se habla acerca de los procedimientos de operación, de arranque y seguridad, para la puesta en marcha del sistema.

Finalmente se presentaran las conclusiones del trabajo de tesis, justificando el beneficio y la funcionabilidad que tendrá la proyección a futuro y en un corto plazo.

JUSTIFICACIÓN

Para los tiempos actuales es demasiado común el uso de la energía eléctrica como fuente de potencia para aplicaciones en ciclos de refrigeración; pero al ser conscientes de que el uso excesivo de esta fuente representa un factor altamente desfavorable y peligroso para el planeta, es una prioridad de la humanidad buscar y obtener una optimización en la tecnología que permita el bienestar y seguridad de una población, sin perder de vista el daño al medio ambiente que llegara a ser generado.

Por lo que la justificación principal de este trabajo de tesis, será el aportar a una comunidad que presente carencia en el suministro y distribución de energía eléctrica en México, el diseño de un sistema de refrigeración con uso doméstico. Y a su vez, aprovechar la aplicación del proyecto para frenar el uso excesivo de energéticos nacionalmente y el poder sustituirlos por una fuente de energía renovable como lo es la energía solar.

OBJETIVOS

General

En la presente tesis, se busca desarrollar el diseño de un sistema de refrigeración para el uso doméstico que logre satisfacer las necesidades de cualquier familia que sufra de algún tipo de carencia en el suministro de energía eléctrica. El sistema de refrigeración tiene como característica principal una fuente de potencia suministrada a través de la radiación solar. Por lo que el resultado final será obtener un proceso que implique bajos costos en construcción y mantenimiento, además de crear una conciencia en la reducción en los consumos de energía eléctrica.

Particulares

- a) Mostrar las aplicaciones termodinámicas para la comprensión de lo que implica un proceso de refrigeración.

- b) Obtener el diseño de un sistema de refrigeración respaldado mediante cálculos se asegure la efectividad de su uso.
- c) Mostrar el acoplamiento de un motor Stirling en una aplicación de bajo consumo energético.

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

II

ILUSTRACIÓN 1.1 Ley Cero de la Termodinámica	2
ILUSTRACIÓN 1.2 Transferencia de calor en la Segunda Ley de la Termodinámica.....	4
ILUSTRACIÓN 1.3 Procesos de transición termodinámicos.....	6
ILUSTRACIÓN 1.4 Termómetro de bulbo seco y termómetro de bulbo húmedo	8
ILUSTRACIÓN 2.1 Refrigerador de hielo	15
ILUSTRACIÓN 2.2 Zona de alta y zona de baja presión	16
ILUSTRACIÓN 2.3 Ciclo Carnot como bomba de calor.....	17
ILUSTRACIÓN 2.4 Ciclo Carnot como maquina frigorífica.....	18
ILUSTRACIÓN 2.5 Ciclo de refrigeración por absorción	28
ILUSTRACIÓN 2.6 Ciclo de refrigeración por compresión	30
ILUSTRACIÓN 3.1 Absorción de los rayos solares en la Tierra	40
ILUSTRACIÓN 3.2 Colector fotovoltaico	41
ILUSTRACIÓN 3.3 Colector solar plano	42
ILUSTRACIÓN 3.4 Colector de disco parabólico.....	43
ILUSTRACIÓN 3.5 Motor Stirling.....	44
ILUSTRACIÓN 4.1 Ficha informativa de Huamantla, Tlaxcala.....	48
ILUSTRACIÓN 4.2 Mapa del Sistema Eléctrico Nacional.....	51
ILUSTRACIÓN 4.3 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto	58
ILUSTRACIÓN 5.1 Esquema termodinámico del sistema de refrigeración por absorción de simple efecto.....	61
ILUSTRACIÓN 5.2 Condensador Dynair, Modelo HCA-163	91
ILUSTRACIÓN 5.3 Funcionamiento de los intercambiadores de placas.....	93
ILUSTRACIÓN 5.4 Absorbedor tipo serpentín J. Retek.....	95
ILUSTRACIÓN 5.5 Calentador de circulación Cast-In	97
ILUSTRACIÓN 5.6 Bomba eléctrica FLO-2201, Singflo.....	99
ILUSTRACIÓN 5.7 Válvula de expansión, Modelo GVE-3/4.....	101
ILUSTRACIÓN 5.8 Válvula de regulación, Modelo SS-ORS2.....	103
ILUSTRACIÓN 5.9 Sistema de Disco - Stirling	113
ILUSTRACIÓN 5.10 Diseño de un disco parabólico – motor Stirling.....	114
ILUSTRACIÓN 5.11 Parámetros geométricos para un concentrador de disco parabólico	118
ILUSTRACIÓN 5.12 Fenómeno de reflectancia en un concentrador solar.....	119
ILUSTRACIÓN 5.13 Sistema de seguimiento solar	120

MAPA 4.1 Localidades e infraestructura para el transporte en Huamantla	49
MAPA 4.2 Climas en Huamantla	50

PLANO 1 Paredes internas del espacio a refrigerar.....	64
PLANO 2 Vista explosiva del cuerpo interno de refrigeración.....	III
PLANO 3 Base del refrigerador	66
PLANO 4 Evaporador línea H, Modelo H30M	90
PLANO 5 Condensador Dynair, Modelo HCA – 163	92
PLANO 6 Intercambiadores de placas, Modelo T2-BFG/10H	94
PLANO 7 Serpentin J. Retek, Modelo SRCY-01	96
PLANO 8 Calentador Cast-In, Modelo 01-3kW.....	98
PLANO 9 Bomba eléctrica, Modelo FLO-2201	100
PLANO 10 Válvula de expansión, Modelo GVE-3/4.....	102
PLANO 11 Válvula de regulación, Modelo SS-ORS2.....	104
PLANO 12 Sistema de refrigeración vista frontal	109
PLANO 13 Sistema de refrigeración vista posterior	110
PLANO 14 Sistema de refrigeración corte frontal	111
PLANO 15 Sistema de refrigeración corte lateral	112

ÍNDICE DE GRÁFICAS Y TABLAS

GRAFICA 2.1 Procesos adiabáticos de un ciclo Carnot reversible	19
GRÁFICA 2.2 Procesos isotérmicos de un ciclo Carnot reversible.....	20
GRÁFICA 2.3 Proceso del evaporador en Presión – Entalpía.....	22
GRÁFICA 2.4 Proceso del compresor en Presión – Entalpía	23
GRÁFICA 2.5 Proceso del condensador en Presión – Entalpía.....	24
GRÁFICA 2.6 Proceso de un dispositivo de expansión en Presión – Entalpía	25
GRÁFICA 4.1 Población con viviendas particulares en México.....	47
GRÁFICA 4.2 Consumo bruto mensual de energía eléctrica 2018 (GWh)	52
GRÁFICA 4.3 Suministro nacional de energía eléctrica.....	54
GRÁFICA 4.4 Consumo eléctrico en Huamantla.....	55
GRÁFICA 5.1 Diagrama de Dühring para la mezcla Agua – Bromuro de Litio.....	75
GRÁFICA 5.2 Diagrama de Merkel para la mezcla de Agua – Bromuro de Litio.....	76
GRÁFICA 5.3 Diagrama de Dühring para la mezcla de Agua – Bromuro de Litio bajo condiciones de la concentración débil	77
GRÁFICA 5.4 Diagrama de Dühring para la mezcla de Agua – Bromuro de Litio bajo condiciones de la concentración fuerte	80
GRÁFICA 5.5 Diagrama de Merkel para la mezcla de Agua – Bromuro de Litio bajo condiciones de concentración	81
GRÁFICA 5.6 Diagrama de las densidades para la solución Bromuro de Litio.....	82
GRÁFICA 5.7 Diagrama de Merkel para la mezcla de Agua – Bromuro de Litio bajo condiciones de temperatura.....	86
GRÁFICA 5.8 Concentración solar real vs Concentración solar ideal	117
GRÁFICA 2.5 Proceso del condensador en Presión – Entalpía.....	24
GRÁFICA 2.6 Proceso de un dispositivo de expansión en Presión – Entalpía	25
TABLA 2.1 Líquidos refrigerantes obsoletos	32
TABLA 2.2 Refrigerantes puros	32
TABLA 2.3 Mezclas de refrigerantes.....	33
TABLA 2.4 Líquidos refrigerantes.....	35
TABLA 4.1 Población estatal en México 2015	46
TABLA 4.2 Tarifa eléctrica en México 2019	52
TABLA 5.1 Coeficiente de transmisión de calor (U)	68
TABLA 5.2 Propiedades térmicas de alimentos.....	70
TABLA 5.3 Puntos termodinámicos para el sistema de refrigeración.....	80
TABLA 2.4 Líquidos refrigerantes.....	35
TABLA 4.1 Población estatal en México 2015	46
TABLA 4.2 Tarifa eléctrica en México 2019	52

NOMENCLATURA

<u>Descripción</u>	<u>Nomenclatura</u>	<u>Unidades</u>
Nitrato de sodio	NaNO_3	
Nitrato de potasio	KNO_3	
Fuerza	F	N
Trabajo	W	J
Calor	Q	J
Energía inicial	E_1	J
Energía final	E_2	J
Presión	p	Pa
Volumen	v	m^3
Volumen específico	v	$\frac{m^3}{kg}$
Energía de flujo	E_f	J
Entalpia	H	J
Densidad	ρ	$\frac{Kg}{m^3}$
Masa	m	kg
Calor específico	c	$\frac{Kcal}{(Kg)(^\circ C)}$
Energía cinética	E_c	J
Energía potencial	E_p	J
Energía interna	u	J
Distancia	z	m
Gravedad	g	$\frac{m}{s^2}$
Área	A	m^2

CAPÍTULO I. TERMODINÁMICA

La termodinámica es la rama de la ciencia que se desarrolló en búsqueda de analizar los fenómenos producidos por la conversión de la energía, lo que conlleva el examinar sus efectos, así como, la forma en que se relaciona con su entorno. Por lo que los pilares que rigen esta disciplina serán el manejo de la energía, las transferencias térmicas y la producción de trabajo. En caso de obtener el origen etimológico de lo que implica termodinámica, se tiene que partir con de las raíces de *thermos* (calor) y *dynamis* (poder).

El surgimiento de la termodinámica data de épocas muy remotas, pero si se desea poner un inicio exacto como tal de la ciencia, se tendría que remontar a Antoine Laurent Lavoisier (1743-1794), tal vez el primer hombre en adentrarse en tan temprana época a los estudios de la química moderna. Lavoisier gracias a sus estudios influye en el desarrollo del proceso de combustión, y sobre todo, será recordado por su ley de la conservación de la masa. Sumado a su compatriota Nicolas Leonard Sadi Carnot (1796-1832), que aportó su entendimiento en el comportamiento del calor. Establecieron las bases de lo que sería la nueva ciencia que revolucionaría el concepto de trabajo.

Con el camino puesto en marcha, a través del tiempo llegaron grandes científicos que brindaron aportes necesarios para la evolución de la termodinámica; nombres como Rudolf J. Clausius (1822-1888), William Thomson (1824-1907) y James Prescott Joule (1818-1889) deberán de ser citados por sus mentes brillantes, así como, las teorías y experimentos establecidos por ellos, aclararon un campo totalmente desconocido hasta entonces.

La termodinámica actual se rige a partir de cuatro leyes que fundamentan la comprensión de esta rama de la ciencia, estableciendo el comportamiento del calor dentro y fuera de un sistema a observar. A continuación se presentan dichas leyes de la termodinámica:

I.1 LEY CERO DE LA TERMODINÁMICA

Ley Cero de la Termodinámica, también conocida como Ley Cero o Ley del Equilibrio Térmico, postula que “cuando dos cuerpos se encuentran en equilibrio térmico respecto a un tercero, entonces estarán en equilibrio térmico entre sí, y por ende, presentaran una misma temperatura” (Burghardt, 1982, pág. 23).

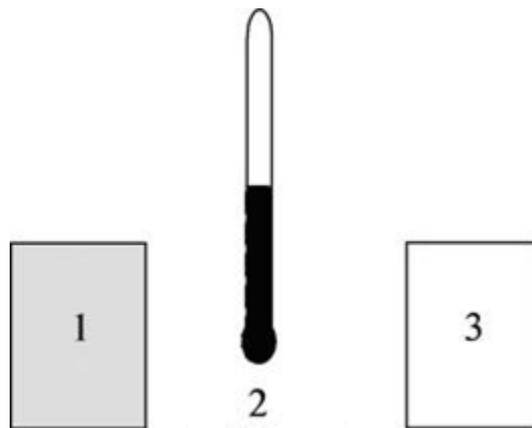


Ilustración I.1 Ley Cero de la Termodinámica

Con base en la Ilustración I.1 se puede entender de una manera más explícita lo que describe dicha ley. Se supondrá al objeto 2 como un termómetro que interactúa de manera física con los sistemas 1 y 3, gracias a esta interacción se lograra determinar bajo una misma escala, las temperaturas que posee cada sistema.

Al establecer que el sistema 1 posee una temperatura idéntica a la del sistema 3, con ayuda del termómetro se puede aseverar que ambos sistemas están en un equilibrio térmico sin la necesidad de tener un contacto entre ellos.

Quedando como la ecuación que describe el fenómeno de la Ley Cero, como:

$$T_1 = T_2 \text{ y } T_3 = T_2 \Rightarrow T_1 = T_3$$

I.2 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Primera Ley de la Termodinámica, o también denominada, Principio de la Conservación de la Energía, establece que, “cuando se produce una transferencia de energía, esta se conserva” (Burghardt, 1982, pág. 31). En un análisis a un sistema cerrado, la energía total del sistema es la diferencia de energía final e inicial, lo cual queda representado en la ecuación siguiente:

$$E_2 - E_1 = Q - W$$

Al analizar la expresión de energía del sistema tendríamos:

$$E = U + \frac{mv^2}{2} + mgz$$

Donde se demuestra como la energía está constituida básicamente por energía interna, cinética y potencial. Y debido a que el análisis está enfocado en un sistema cerrado sin flujo de masa, se despreciara la energía cinética y potencial, dando como resultado:

$$E = U$$

Si se realiza un balance de energía, se puede llegar a la ecuación de la primera ley para un sistema cerrado, despejando Q , que para este trabajo termodinámico de tesis es lo más destacado, obtendríamos:

$$Q = (U_2 - U_1) + W$$

Finalmente si se analiza un sistema abierto, donde su principal característica es que la masa fluye dentro y fuera del sistema; con ayuda del principio de la conservación de la energía se tendrá:

$$Q + U_1 + \rho_1 v_1 + (E.C.)_1 + (E.P.)_1 = U_2 + \rho_2 v_2 + (E.C.)_2 + (E.P.)_2 + W$$

Mediante este balance, la energía de flujo entra en juego con la expresión (ρv) . Solo para tener claro, la energía de flujo es toda aquella que posee el fluido de trabajo por la presión que genera el sistema sobre este.

Despejando Q :

$$Q = \Delta U + \Delta(\rho v) + \Delta(E.C.) + \Delta(E.P.) + W$$

Otro concepto vital para este balance es la entalpía. Lo cual podría reducir la expresión trabajada, pues la entalpía es la suma de energía interna con la energía de flujo.

$$h = U + \rho v$$

Por lo tanto, quedaría la ecuación de la primera ley de la termodinámica para sistemas abiertos:

$$Q = \Delta h + \Delta(E.C.) + \Delta(E.P.) + W$$

I.3 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

La Segunda Ley de la Termodinámica, de acuerdo con López, A. (2003) dictamina que, “el calor siempre se transmite del cuerpo más caliente hacia el más frío. Además mientras más grande es la diferencia de temperaturas, con mayor rapidez se transfiere el calor” (pág. 3).

Básicamente con esta ley se ponen restricciones a la primera ley en cuanto a la dirección de la transferencia de energía. Es importante dejar en claro que, en la mayoría de los casos resulta imposible una transferencia total de energía de un sistema a otro sin tener pérdidas durante el proceso.

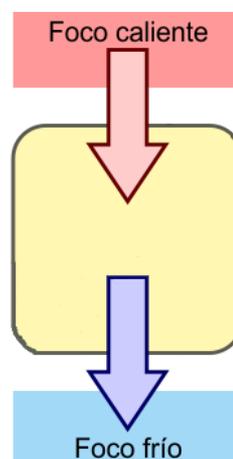


Ilustración I.2 Transferencia de calor en la Segunda Ley de la Termodinámica.

I.4 TERCERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Finalmente la Tercera Ley de la Termodinámica, o también conocida como Teorema de Nernst, dictamina el cálculo de lo que se conoce como entropía absoluta enunciando: *“La entropía absoluta de una sustancia cristalina pura en equilibrio interno total, es nula a la temperatura del cero absoluto (0°K)”*.

Esto quiere decir que cuando un sistema es capaz de llegar a la temperatura del cero absoluto, tendrá como consecuencia que este se detendrá y dará como resultado que la entropía tenga un valor nulo y se vuelva constante.

I.5 CICLOS TERMODINÁMICOS

En el área de la termodinámica siempre están presentes los ciclos, los cuales son un resultado fundamental de esta ciencia. Para poder adentrarse en este apartado, es necesario conocer anticipadamente la estructura de un ciclo. Se parte de la idea de un sistema que se pueda encontrar abierto o cerrado, pero principalmente, que se encuentre en un equilibrio termodinámico, de la sustancia que contenga dicho sistema, con su entorno. Todo fluido de trabajo tiene fases, las cuales son condiciones físicas que dictaminan la composición de la sustancia. Las tres fases más conocidas son líquido, sólido y gas.

La fase líquida de un fluido tiene la característica que no posee una forma definida, siendo determinada esta por el medio que lo contenga. Esto se debe a que su estructura molecular no se encuentra estrechamente unida permitiendo un flujo de materia. La movilidad genera una presión del fluido hacia las paredes del recipiente, tanto vertical como horizontal. Aunque el líquido es fluido no compresible, con un volumen constante, sus moléculas contienen más energía que las moléculas de un estado sólido, permitiéndoles romper las fuerzas de atracción entre ellas y lograr una mejor movilidad.

La fase sólida de un fluido tiene su forma totalmente definida por sí misma y a menos que actué una fuerza externa, esta se conservará oponiendo resistencia a la alteración de su forma, siendo el sólido un fluido no compresible. La estructura molecular, a diferencia de la fase líquida, se encuentra estrechamente unida debido a las fuerzas de atracción entre ellas y la fuerza de gravedad.

Finalmente la fase de gas de un fluido representa una estructura molecular libre, sin fuerzas de atracción debido al alto grado de energía molecular, chocando continuamente entre sí y con las paredes del medio donde se encuentre. Por lo que se define como un fluido altamente compresible, como consecuencia de ello, el gas carecerá de cualquier tamaño y forma.

De la misma forma que se tienen estas tres fases, existen procesos de transición entre cada una de ellas, que se describirán muy brevemente a continuación:

- **Fusión:** Es el proceso de cambio de fase de un fluido sólido a un fluido líquido.
- **Solidificación:** Es el proceso de cambio de fase de un fluido líquido a un fluido sólido.
- **Vaporización:** Es el proceso de cambio de fase de un fluido líquido a un gas (o vapor).
- **Condensación:** Es el proceso de cambio de fase de un gas (o vapor) a un fluido líquido.
- **Sublimación:** Es el proceso de cambio de fase de un fluido sólido a un gas (o vapor) sin pasar por el estado líquido.

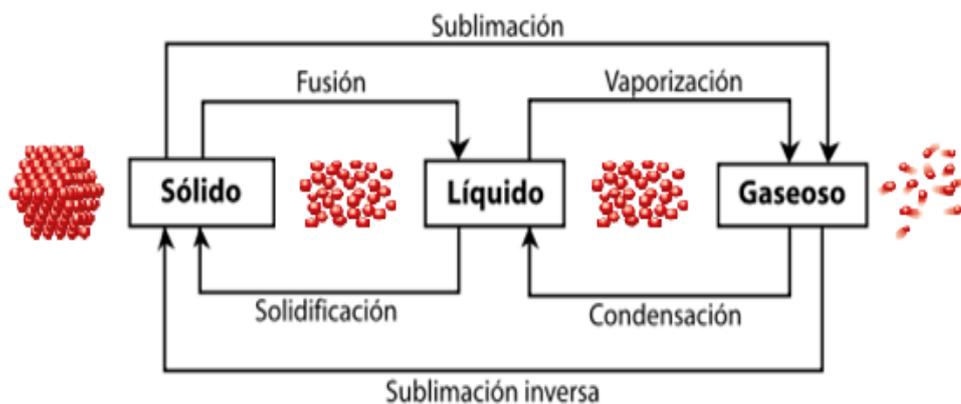


Ilustración 1.3 Procesos de transición termodinámicos

I.6 PROPIEDADES TERMODINÁMICAS

Cuando se habla de termodinámica siempre habrá presente un fluido en la ecuación, este puede variar dependiendo su origen pero hay algo que tienen todos en común: Propiedades de estado.

Estas propiedades ayudan a la comprensión total del estado del fluido, al darnos a conocer su temperatura, presión, densidad, humedad y demás características. Es importante recalcar que estas propiedades son las mismas para todo un mismo sistema dependiendo únicamente de su estado final; pero para el presente trabajo se explicaran aquellas que destaquen por la influencia que tendrá en el ámbito de la refrigeración.

I.6.1 Densidad

Al dar la definición de la densidad, se tiende a decir que es una propiedad intensiva de la materia y es independiente de la cantidad de masa, por lo que la relación entre masa y volumen se mantienen directamente proporcionales, o en otras palabras, la densidad de un cuerpo es la masa por unidad de volumen. Expresado en:

$$\rho = \frac{m}{v}$$

I.6.2 Temperatura

Es un término con una definición un tanto complicada de dar, si bien sabemos que es una propiedad de la materia, se tienen varias definiciones correctas sobre esta. Para fines prácticos se dirá que la temperatura es la escala que permite medir el nivel de intensidad calorífica que posee un cuerpo, con lo cual es más sencillo determinar el sentido de la transferencia de calor entre dos o más cuerpos, como lo establece la Segunda Ley de la Termodinámica.

Temperatura de bulbo húmedo

La temperatura de bulbo húmedo se logra determinar después de tomar una pequeña muestra del fluido de trabajo; con la peculiaridad de tener en cuenta el factor de humedad del aire del medio donde se realice dicha muestra.

Para este proceso se requiere un termómetro de bulbo húmedo, muy parecido al termómetro usual; con la diferencia de que cuenta en uno de sus extremos con una pequeña tela o mecha que se adhiere al bulbo del termómetro. Para iniciar con la lectura de algún valor, se humedece dicha mecha con agua limpia a temperatura ambiente, se agita a una velocidad considerable o bien necesaria, para que se pueda generar un contacto directo con el aire del medio externo, después de este paso se sigue con el procedimiento normal de cualquier medición de temperatura. Al humedecer el bulbo con la mecha se produce un efecto de enfriamiento.

Debido a que el aire del medio ambiente es seco, provoca una evaporación de dicha humedad. Este es el principio básico de esta, la temperatura de bulbo húmedo; ya que dependiendo de la calidad del aire, será menos o más rápida la evaporación de la humedad de la mecha. Por lo que cobra una gran importancia el medio donde se tome la lectura, ya que cada medio presentara variables diferentes. Podríamos concluir con que la temperatura de bulbo húmedo es la interpretación de la calidad del aire en aspectos como calor y humedad, mostrando el límite térmico de una masa de fluido en contacto con una masa de aire húmedo.

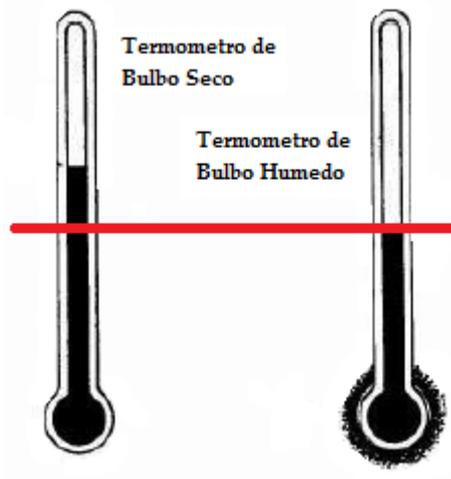


Ilustración 1.4 Termómetro de bulbo seco y termómetro de bulbo húmedo

Temperatura de bulbo seco

La temperatura de bulbo seco es únicamente la medición del calor sensible del aire. Dicha temperatura se obtiene con un termómetro normal que puede arrojar lecturas en grados Celsius o grados Fahrenheit al tomar una muestra de la mezcla del aire.

En el uso cotidiano esta temperatura es la que se maneja en cualquier contexto usual, desde el dato de comodidad para un ambiente controlado hasta la del acondicionamiento para un uso industrial.

I.6.3 Calor

Si se busca una definición clara de lo que es calor, indudablemente se tiene que hacer referencia a la energía. Pero como se sabe, la energía se manifiesta de diferentes maneras en la naturaleza, siendo algo inherente de todos los cuerpos del universo.

Sin embargo, el concepto de calor tiene una explicación más exacta en el ámbito de la termodinámica, donde se dictamina que es energía en transición de un cuerpo a otro debido a una diferencia de temperaturas entre los cuerpos, fluyendo del cuerpo con mayor temperatura al cuerpo con menor presencia de la misma. Por lo que en un cuerpo o sistema donde el calor fluye hacia al cuerpo se denomina calor positivo, en caso contrario, cuando el cuerpo es quien emite el calor hacia el exterior se llama calor negativo.

Calor sensible

El calor sensible se determina como aquel calor suministrado a un fluido que provoca un cambio de su temperatura suficiente para ser notorio pero sin tener que llegar más allá de su cambio de fase. Esto quiere decir que cualquier fluido absorbe calor sensible para poder llegar a un cambio de fase.

Calor latente

Al hablar del calor latente de un cuerpo tenemos que definirlo como la cantidad de calor requerida por un cuerpo para poder cambiar de fase sin la necesidad de elevar o disminuir su temperatura.

Calor específico

El calor específico es la forma de expresar la cantidad necesaria de energía que requiere un cuerpo para aumentar su temperatura de 1°C con una masa de 1Kg. En la mayoría de los líquidos y sólidos tienen un calor específico tan cercano uno a otro que llegaría a considerarse como constante, sin embargo cuando ocurre un cambio de fase del mismo fluido analizado, el cambio es considerable en cada fase.

$$C = \frac{Q}{(m)(T_2 - T_1)}$$

Bibliografía

Burghardt, M. D. (1982). *Ingeniería Termodinámica*. Nueva York: Hala.

López, A. M. (2003). *Diseño del Sistema de Refrigeración por Absorción (LiBr-H₂O) utilizando Energía Solar*. Tesis de Ingeniería Química. Universidad Nacional Autónoma de México.

CAPÍTULO 2. REFRIGERACIÓN

Para tener una idea certera de lo que se va a desarrollar durante este proyecto de tesis; es necesario tener definido un concepto inicial de refrigeración. Como se mencionó anteriormente, demasiadas personas han colaborado con esta rama de la ciencia a lo largo de mucho tiempo, por lo que llega a ser totalmente normal que existan diferentes conceptos para un mismo proceso.

La definición más adecuada de refrigeración para este trabajo se tomará como: “Rama de la ciencia que se ocupa del proceso de reducir y mantener la temperatura de un espacio o material por debajo de la temperatura de los alrededores” (Dossat, 1961, pág. 71). Este proceso se lleva a cabo sin la necesidad de tener que modificar la fase inicial del material trabajado y con la ayuda de un agente externo que es llamado refrigerante, el cual es el encargado de absorber la mayor cantidad de calor posible durante el contacto térmico que realice con su medio entorno.

Es importante señalar que durante el proceso de refrigeración el objetivo fundamental es reducir o mantener la temperatura, pero también esta propiedad básica va ligada a otras, como lo son: la circulación, humedad y calidad del aire. Si se desea obtener un ciclo con un mayor grado de eficiencia se deberá tener en cuenta estos aspectos; ya que no solo se está en la búsqueda de confortabilidad, sino también, de higiene y seguridad.

2.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS

Cuando se habla de un ciclo de refrigeración, se puede venir a la mente la idea de grandes equipos enfocados en producir bajas temperaturas e incluso poder pensar en electrodomésticos con los cuales se interactúa diariamente desde un hogar tradicional, hasta grandes industrias alimenticias. Al realizar una reflexión sobre el origen de esta aplicación de la termodinámica, se tendría que remontar a los inicios de la era del hombre en el mundo.

Aunque la necesidad fue la misma a lo largo del tiempo, las formas de satisfacerlas fueron distintas dada la época y los avances de cada civilización. Donde se tienen los primeros indicios de una aplicación para la refrigeración fueron en las culturas romanas y griegas; cuyo trabajo se basaba en cavar orificios en la tierra para después rellenados con nieve surgida naturalmente dependiendo la época del año; uno vez llenos las excavaciones se introducía el producto que se deseaba refrigerar y se procedía a tapar con ramas y paja, logrando de esta forma un mayor aislamiento con el medio ambiente exterior. Esta práctica fue una forma de adaptar lo que los primeros hombres trataban de lograr al almacenar nieve en cuevas frías.

Los egipcios contribuyeron con una práctica muy similar, al coleccionar nieve en vasijas de arcilla y taparlas con paja como aislante térmico, dejando que el clima actuara por sí mismo y aprovechando el frío de la noche para lograr una producción de hielo. Y dada la importancia de dicho producto en la época, se convirtió en el centro del comercio con naciones carentes de hielo.

El método de refrigeración evolucionó a la par del hombre. Pasando por el inicio de métodos artificiales para lograr un enfriamiento, como lo fue el uso de NaNO_3 y KNO_3 usado por los musulmanes para obtener temperaturas aún más bajas; así también, a inicios del siglo XVI el uso de la mezcla de agua con cierta cantidad de sal para lograr un proceso de congelación tomó una mayor relevancia.

Así como el comercio de hielo fue un pilar vital para el desarrollo de la refrigeración, en la edad moderna la industria de alimentos fue la responsable de impulsar el gran desarrollo, aprovechando los avances que dejó la revolución industrial en Gran Bretaña, Francia, Estados Unidos y Alemania.

Tras varios intentos de obtener una refrigeración artificial de una forma un tanto artesana, como fue el caso de William Cullen en 1755, que plasmó su idea utilizando una bomba de vacío para poder reducir considerablemente la presión y con la ayuda de éter congelaba el agua del sistema, el único inconveniente era que al agotarse el éter se veía en la imperiosa necesidad de parar el proceso, agregar más éter y reanudar el ciclo. Es por ello que se llegó a un método mecánico conocido como “expansión de fluidos mediante su evaporación”, a pesar de que los primeros intentos

se llevaron a cabo utilizando líquidos; en 1805 a cargo de Oliver Evans se inició el ciclo de refrigeración utilizando vapor sustituyendo al líquido como fluido de trabajo. Con el paso de los años esta idea se siguió trabajando desembocando en resultados como lo fue la refrigeración por compresión de vapor, por absorción y por el uso de amoníaco para poder transportar cargas que requerían que las condiciones de su transporte fueran sumamente controladas.

En la actualidad se ha tenido la importancia de desarrollar un proceso de refrigeración que otorgue una comodidad y a la vez una seguridad en procesos industriales, químicos y alimenticios, sirviendo de apoyo para los procesos de producción, conservación y distribución de una amplia variedad de productos. Una vez cubierta la necesidad macroscópica se planteó el objetivo de llevarlo a un uso doméstico, sin embargo no se contaban con los recursos ni avances tecnológicos para que esto fuera rentable debido a sus dimensiones y costos que estos llegaban a generar.

Fue hasta 1911 que se lanza al mercado el primer refrigerador por compresión de uso doméstico logrado por General Electric. Esto marcó un antes y un después en la historia de la refrigeración. Esto desencadenó que hoy en día se utilice el sistema de refrigeración por compresión y el sistema de refrigeración por absorción, como una muestra del desarrollo ingenieril del hombre y la tecnología de la era moderna.

2.2 PROCESO DE REFRIGERACIÓN

Ahora que se tiene conocimiento de lo que implica el fenómeno de refrigeración, se debe entender la importancia del rol que juega el refrigerante en este proceso. Gracias a la Segunda Ley de la Termodinámica se sabe, que la manera de transferir la mayor cantidad de energía a un cuerpo receptor es a través de un contacto térmico; debido a que el calor es una sola una representación de energía, por lo que la interacción que tiene con el universo no puede desaparecer. Al tener la necesidad de hacer uso de la transferencia de calor entre cuerpos, la aplicación de un buen aislante térmico para el sistema de refrigeración cobra mayor relevancia para aumentar el grado de eficiencia durante el proceso.

La refrigeración es un proceso que ha tenido uso práctico desde épocas muy remotas y debido a ese factor han surgido a lo largo del tiempo, dos métodos de refrigeración: método natural y método mecánico.

2.2.1 Método natural

El origen de este método como ya mencionó anteriormente, surgió en la era de las primeras civilizaciones del mundo donde se usó el hielo como elemento para cumplir con la tarea de enfriar y refrigerar todo aquello que fuera necesario. Al ampliar el conocimiento sobre este método es importante resaltar que en la actualidad es el menos favorecido, debido a su escaso o nulo uso a nivel industrial.

En método natural de refrigeración puede ser logrado mediante el uso de piezas de hielo, y hasta no hace mucho, esta era la única forma de lograr una refrigeración tanto como para un uso doméstico hasta para el servicio industrial.

Básicamente el método consiste en colocar un volumen de hielo en la parte superior del refrigerador para que se obtenga un mayor grado de eficiencia. El fenómeno comienza cuando productos calientes colocados dentro del refrigerador y las paredes del mismo tienen un contacto con el aire interior; provocando un aumento de temperatura del aire, debido a la diferencia de temperaturas existentes. El aire interno del refrigerador se comenzara a expandir poco a poco hasta que llegue a la parte superior donde se encuentra el hielo. La función del hielo será interactuar térmicamente con este aire caliente, para que el hielo comience su etapa de fusión por el calor absorbido, mientras que el aire caliente disminuirá su temperatura y aumentara su densidad, por lo tanto, el aire ahora frío descenderá en el refrigerador y repetirá este proceso para cerrar un ciclo continuo, bajo la condición de que siga un volumen de hielo como agente refrigerante.

Como se explicó, el hielo al interactuar con el aire caliente proveniente de diversas fuentes del refrigerador, comenzara su fusión. Por lo que el excedente de agua es un problema. La solución para este caso será la habilitación de un canal de desagüe que no acumule grandes cantidades de agua. Finalmente para asegurar una buena circulación de aire se tendrá que adaptar de placas desviadoras al perímetro del volumen de hielo permitiendo de esta manera que la circulación del aire sea directa.

Sin embargo este método natural presenta muchas desventajas en su uso; al ser el hielo un agente refrigerante carente de potencial para alcanzar rangos tan bajos al registrar temperaturas de alrededor de los 0°C. Sumado al escaso límite en el uso del volumen de hielo, por lo que se tiene que parar el ciclo para poder remplazar el volumen constantemente.

Actualmente el poco uso de este método se limita al transporte de algunos vegetales y/o carne, por la necesidad de tener que estar hidratando constantemente los productos, aprovechando de esta forma el agua producida por la fusión del hielo, brindando una última utilidad.

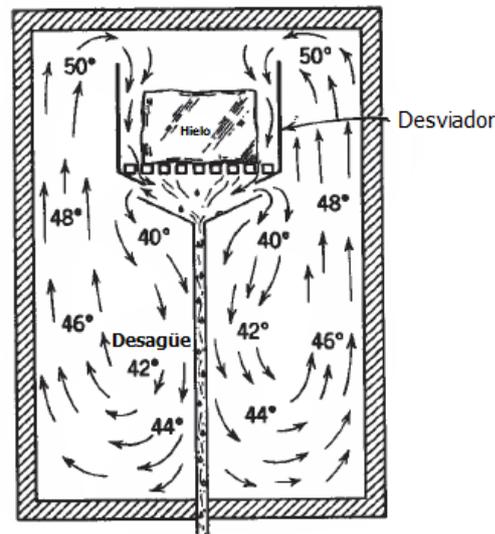


Ilustración 2.1 Refrigerador de hielo

2.2.2 Método mecánico

El surgimiento del método mecánico opaco de gran manera el uso de los refrigeradores de hielo, tras adaptar elementos refrigerantes con un mayor grado de control y eficiencia al ser refrigerantes líquidos.

Se comprobó que al hacer uso de un refrigerante en fase líquida, se logra una manipulación y un control óptimo del proceso, puesto que este tipo de refrigerantes permite detener e iniciar a voluntad el ciclo de refrigeración. Esto último se debe a la facilidad, comparada con la fusión del volumen de hielo, de vaporizar el líquido refrigerante; pues al variar la presión del fluido en la cual empieza su etapa de evaporización, la temperatura se modifica de manera inmediata. Y finalmente se debe tener en cuenta que un líquido vaporizado se puede llevar a un proceso de condensación, para poder volver a acumularlo y ser usado nuevamente, creando así un ciclo continuo.

Como es obvio, el papel que juega el líquido refrigerante es el pilar en cual se basa el funcionamiento del método mecánico, pero también se tendrá que reconocer que no todos los líquidos son óptimos para esta tarea.

A lo largo de los años se han investigado una gran variedad de líquidos refrigerantes y se ha concluido que el tipo de refrigeración es el que determina el refrigerante a usar. Esto quiere decir que un líquido refrigerante no tendrá los mismos resultados en dos aplicaciones diferentes, ya que las propiedades de este se adaptaran a la situación requerida logrando cumplir con las necesidades solicitadas. Más adelante se desarrollara y explicara a profundidad lo referente a los líquidos refrigerantes.

Para este método mecánico, el sistema de refrigeración se divide en dos partes básicas dependiendo de su presión:

- **Sección de presión baja**, o también llamada “presión en el lado bajo”, donde se encuentra el evaporador y un tubo de succión. La presión en esta zona es menor debido a que solo se realiza el proceso de vaporización del líquido refrigerante dentro del evaporador.
- **Sección de presión alta**, o conocida de igual forma como “presión en el lado alto”, conformado por el compresor, un condensador, tubos de descarga para el refrigerante caliente y un tanque de almacenamiento. Aquí es donde se trabajan con altas presiones, debido al proceso de condensación del refrigerante.

En la zona de transición entre presión alta y presión baja, se haya el sistema de control del refrigerante. Lugar donde la presión es poco a poco reducida para salir de la condensación y pasar a la vaporización.

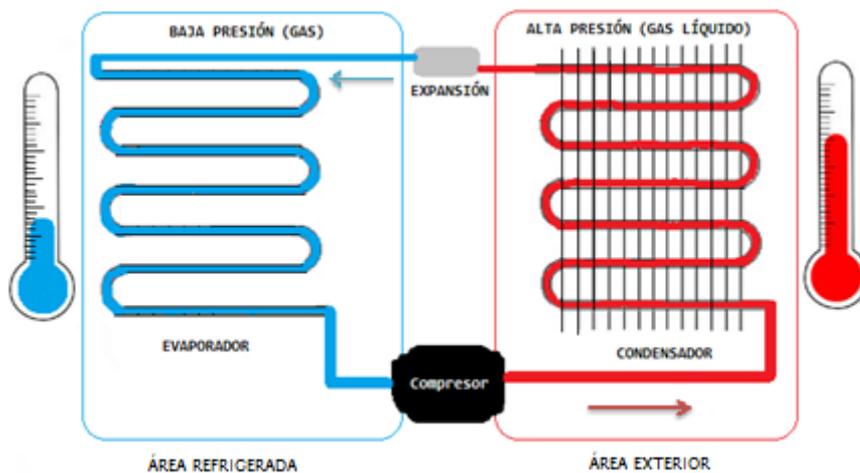


Ilustración 2.2 Zona de alta y zona de baja presión

2.3 CICLO CARNOT

El ciclo Carnot pertenece al grupo de ciclos ideales; los cuales pueden lograr desarrollar un proceso reversible, es decir, que se puede invertir el sentido de absorción y liberación de calor. Si se emplea el ciclo Carnot (nombrado de esta manera por su desarrollador Sadi Carnot), como una forma de mantener o regular la temperatura en una baja escala, en otras palabras, extraer el calor existente de una fuente fría, se denomina maquina frigorífica. Mientras que si se usa ciclo Carnot como una forma de ceder calor a una fuente caliente se le llamara bomba de calor.

La base del trabajo del ciclo Carnot es usar el refrigerante como un elemento que se mueve por diferentes puntos termodinámicos, cambiando constantemente su estado físico, con lo cual es capaz de absorber y liberar calor a lo largo del proceso. Para que este fenómeno pueda ocurrir, se requiere de 4 elementos básicos:

- a) Evaporador.
- b) Compresor.
- c) Condensador.
- d) Válvula de expansión.

Para un análisis del cómo se logra llevar a cabo el proceso para una bomba de calor se interpretara el proceso que ocurre en la Ilustración 2.3, donde se muestra claramente como el líquido refrigerante usado en el ciclo Carnot es capaz de absorber el calor (Q_1) necesario de una fuente con determinada temperatura (T_1), para acto seguido el poder liberar calor (Q_2) a una fuente con una menor temperatura a la inicial (T_2), al realizar dicho intercambio de calor se obtiene como resultado la liberación de trabajo (W) hacia los alrededores del sistema. La cual puede llegar a ser aprovechada como fuente de energía para alguna operación simultánea extra.

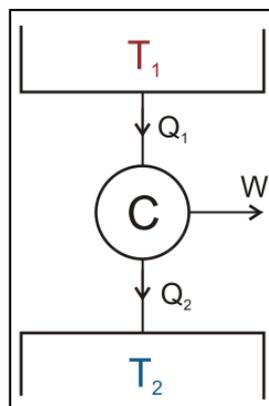


Ilustración 2.3Ciclo Carnot como bomba de calor

Una de las ventajas que hacen destacable el ciclo Carnot, es la reversibilidad de los todos los procesos termodinámicos que se llevan a cabo durante su ejecución, por lo que propiedades como la presión, volumen y temperatura son tomadas con un mayor control para su limitación en todo momento. Al hablar de ciclo Carnot reversible se entenderá como aquel sistema donde el líquido refrigerante toma el calor (Q_2) de una fuente con baja temperatura (T_2) para poder realizar un intercambio térmico y liberar calor (Q_1) a una fuente que se encuentre caliente (T_1). Sin embargo, al ser todos los procesos opuestos al ciclo Carnot normal, en este caso se tendrá que suministrar trabajo (W) a la maquina frigorífica para que se pueda llevar a cabo el ciclo completo.

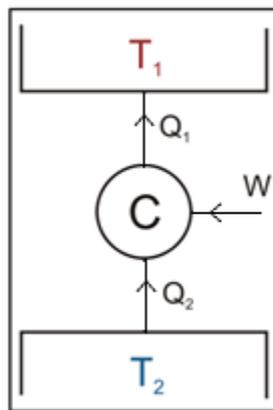


Ilustración 2.4 Ciclo Carnot como maquina frigorífica

Si se estudian los fenómenos termodinámicos ocurridos durante el ciclo Carnot reversible, se tendrán que hablar de cuatro etapas. Dos de las cuatro etapas se llegan a desarrollar con la condición de mantener una temperatura constante, mientras que las dos restantes serán con un aislamiento térmico que impida el intercambio de energía del sistema con sus alrededores.

2.3.1 Proceso adiabático

Un proceso adiabático es la forma de nombrar al fenómeno mediante el cual un fluido de trabajo presenta un cambio de fase. Sin embargo durante el desarrollo de dicho proceso, se restringe el intercambio de calor con los alrededores del sistema. Como característica secundaria para el proceso adiabático, se suma lo variable que son la presión, la temperatura y el volumen desde el inicio hasta el final del proceso.

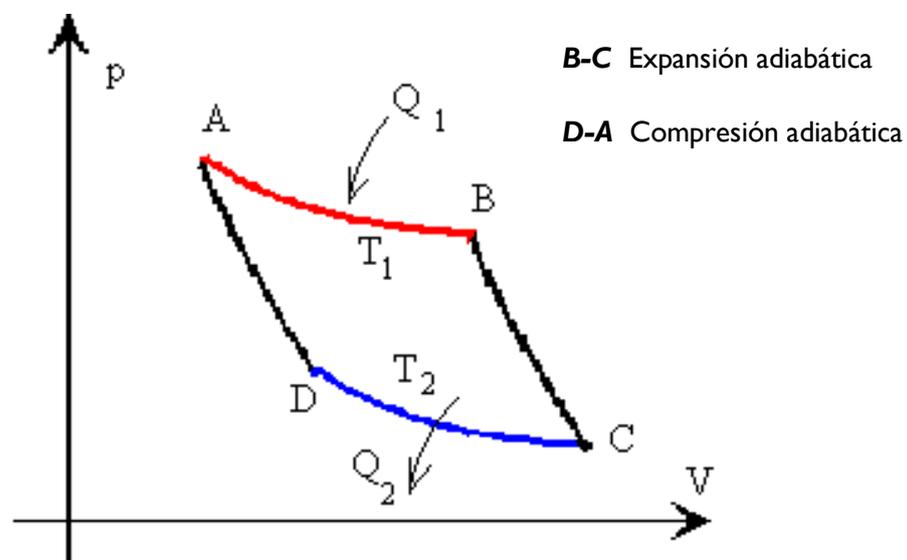
Para un ciclo Carnot reversible surge la necesidad de ejecutar el proceso adiabático para una etapa de expansión y otra de compresión, por lo que resulta conveniente diferenciar uno de otro.

a) Expansión adiabática.

Cuando un gas se somete a una expansión se espera que se produzca un trabajo externo por parte del gas, y para que este fenómeno se llegue a realizar se requiere suministrar una cantidad de energía al sistema. Pero cuando se tiene que obtener el mismo resultado bajo la condición de no tener ningún tipo de intercambio de calor de parte del sistema, ocasiona que se llegue a complicar la ejecución del proceso. Por lo que ahora el trabajo será originado por la propia energía interna cedida del gas, como consecuencia de ello la temperatura del gas ira disminuyendo conforme la energía cedida sea mayor.

b) Compresión adiabática.

Este fenómeno se reduce al hecho de tener que aplicar un trabajo sobre el gas mediante un cuerpo externo. Debido a que el sistema se encuentra perfectamente aislado del entorno, se ocasiona un incremento en la energía interna del gas directamente proporcional a la cantidad de trabajo suministrada, lo que a su vez origina que la temperatura del gas aumente durante este proceso.



Gráfica 2.1 Procesos adiabáticos de un ciclo Carnot reversible

2.3.2 Proceso isotérmico

Se llega a definir como un proceso isotérmico al método mediante el cual un fluido de trabajo cambia de propiedades termodinámicas, pero manteniendo su temperatura constante durante dicho transcurso. Sin embargo las propiedades, como volumen y presión tendrán que presentar variaciones inversamente proporcionales.

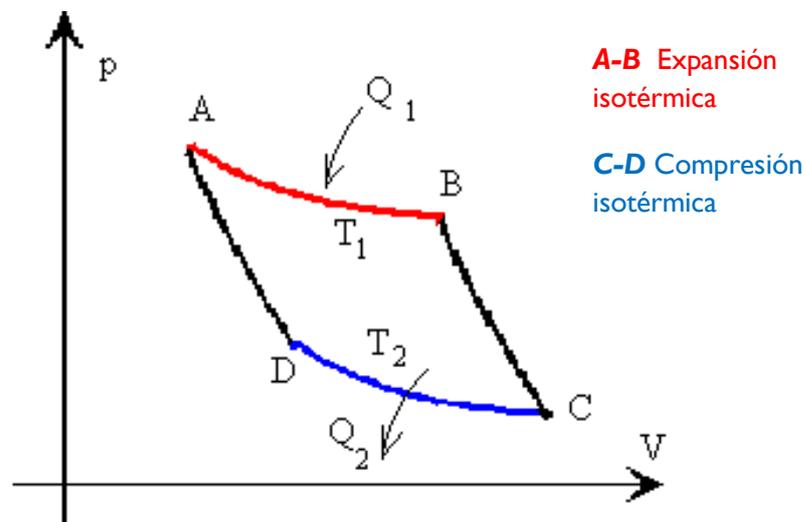
Al igual que sucede con los procesos adiabáticos, para los procesos isotérmicos surgirá una expansión y una compresión para el ciclo Carnot reversible.

a) Expansión isotérmica.

Cuando se somete a expansión, cualquier gas produce un efecto de trabajo hacia el exterior del sistema. Para que este trabajo llegue a realizarse requiere de una cantidad de energía suministrada por parte de una fuente externa al sistema. Al operar bajo la condición de mantener una temperatura constante durante el proceso, la energía interna tampoco sufrirá algún cambio. Por lo tanto, toda la energía adquirida en la transferencia de calor será convertida en trabajo.

b) Compresión isotérmica.

Para el caso de la compresión de un gas, se aplicará un trabajo sobre el fluido del sistema. Como la base de un proceso isotérmico es mantener temperatura constante, será un requerimiento encontrar la forma de reducir la temperatura del gas tras el proceso de compresión. La liberación de calor se realizará hacia el exterior del sistema y será totalmente proporcional a la cantidad de trabajo suministrada.



Gráfica 2.2 Procesos isotérmicos de un ciclo Carnot reversible

2.4 COMPONENTES BÁSICOS DE REFRIGERACIÓN

Para hablar con mayor claridad de los distintos métodos para alcanzar la refrigeración, se cree prudente la necesidad de una explicación básica de los componentes básicos para un proceso de tal magnitud. Esto es posible gracias a la similitud entre varios procesos, ya que el funcionamiento parte de los cuatro componentes básicos que se mencionaran a continuación.

2.4.1 Evaporador

El evaporador es el elemento responsable de absorber la mayor cantidad de calor sensible y calor latente del aire de un espacio o producto, dicha acción se logra a través de un intercambio de calor entre el líquido refrigerante y el aire perteneciente a la zona que se desea refrigerar. Esta interacción entre los fluidos de trabajo provoca una absorción de calor del exterior por parte del refrigerante, tan considerable que obliga a un cambio de fase de líquido a vapor, mejor conocido como fenómeno de vaporización; como resultado de ello se obtiene un aire con baja temperatura tras la ausencia del calor cedido.

Debido a la variedad de vertientes entre la tecnología actual se han logrado diseñar y construir una gran gama de evaporadores, cada uno con características específicas que logren satisfacer las necesidades para las cuales fueron inicialmente pensados. En la mayoría de las aplicaciones de los evaporadores se utiliza un refrigerante en estado líquido en busca de alcanzar temperaturas cercanas a 0°C, sin embargo surge la problemática de la acumulación de escarcha en la superficie exterior del evaporador aun siendo la más mínima, por lo que el diseño en este elemento cobra una mayor importancia.

Para poder trabajar con cualquier evaporador, es necesario conocer la capacidad de trabajo de cada uno y así poder determinar el adecuado para cada situación específica. Como el funcionamiento del evaporador es llevar a cabo una transferencia de calor entre el refrigerante y la zona que se desea refrigerar, se analizara bajo las condiciones de transferencia de calor por conducción mediante la siguiente ecuación:

$$Q = A \times U \times D$$

Siendo:

Q = Cantidad de calor transferido.

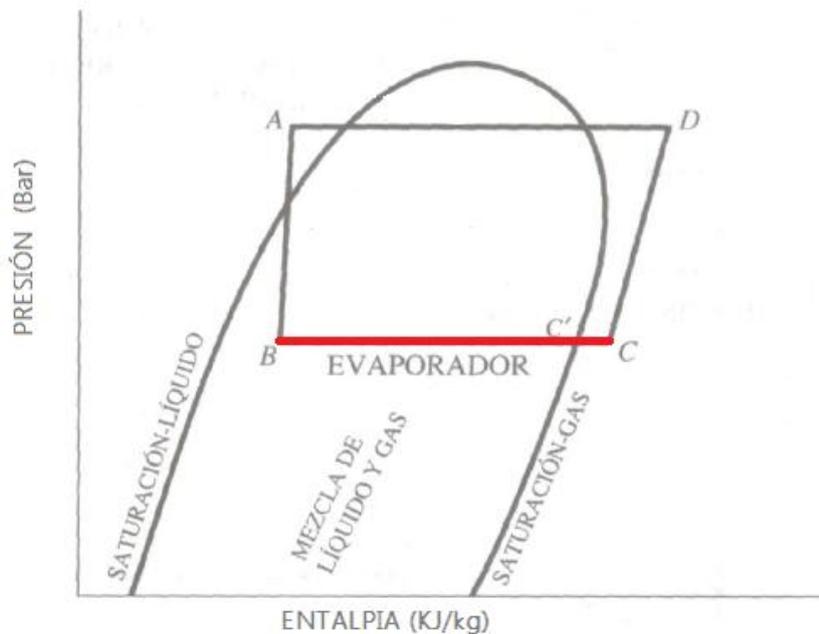
A = Área de la superficie externa de contacto del evaporador.

U = Factor de conductancia de la superficie externa.

D = Diferencia de temperatura media entre la temperatura exterior de evaporador y la temperatura del refrigerante dentro del evaporador.

Debido a que se busca tener el mayor grado de transferencia de calor en el evaporador, se buscan materiales para su construcción con un factor de conductancia lo más grande posible. Entre estos materiales, se encuentran el fierro vaciado, latón, acero, cobre y aluminio.

En un grafica Presión–Entalpia, se puede ver con una mayor claridad el fenómeno termodinámico que surge dentro de un evaporador al tener una mezcla inicial de líquido y vapor en el punto B, con una presión reducida y restringida por las propiedades del evaporador mismo. Al interior ocurrirá un intercambio de calor provocando la vaporización del líquido refrigerante y el enfriamiento del aire de la zona refrigerada, dando como resultado en el punto C del proceso un vapor saturado al 100%.



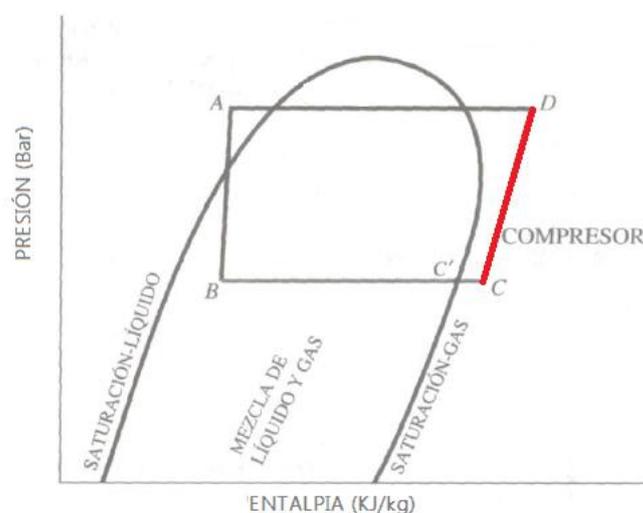
Gráfica 2.3 Proceso del evaporador en Presión – Entalpia

2.4.2 Compresor

El compresor es el elemento responsable en un ciclo de refrigeración de cumplir con dos tareas. La primera es succionar el vapor saturado del refrigerante proveniente de la salida del evaporador, con lo que representa un equilibrio en la presión dentro del evaporador, para que este pueda mantener una temperatura de evaporización ideal para el ciclo. Su segunda tarea será una vez succionado la mayor parte del vapor o gas, el compresor elevara la presión del fluido refrigerante a la requerida por parte del condensador. La compresión requerirá una disminución en el volumen del fluido y una presión elevada, desencadenara un aumento en su temperatura. La temperatura de saturación del refrigerante a la salida del compresor tendrá que ser mayor a la del medio refrigerante que se usara en la condensación.

Para llegar a tener una mayor eficiencia en el proceso para un compresor, es necesario conocer primero la temperatura de evaporización del refrigerante en el evaporador, o también llamada, temperatura de succión. Debido a que existe una relación proporcionalmente directa entre la temperatura de succión con la presión de evaporización, así como la cantidad de refrigerante requerido para el ciclo de compresión. En otras palabras, entre mayor sea la temperatura de succión, el refrigerante y la presión se verán obligadas a aumentar en una igualdad de magnitud. Las temperaturas de descarga deben de ser lo más bajas posibles para evitar el sobrecalentamiento en las paredes del compresor, así como para evitar la formación de ácido dentro del sistema por las altas temperaturas alcanzadas que a su vez lleguen a dañar el equipo o sus componentes.

En una expresión de Presión – Entalpia como el de la Gráfica 2.4, se observa el proceso termodinámico ocurrido desde la entrada del vapor al compresor hasta las condiciones en las que es expulsado el vapor del equipo.



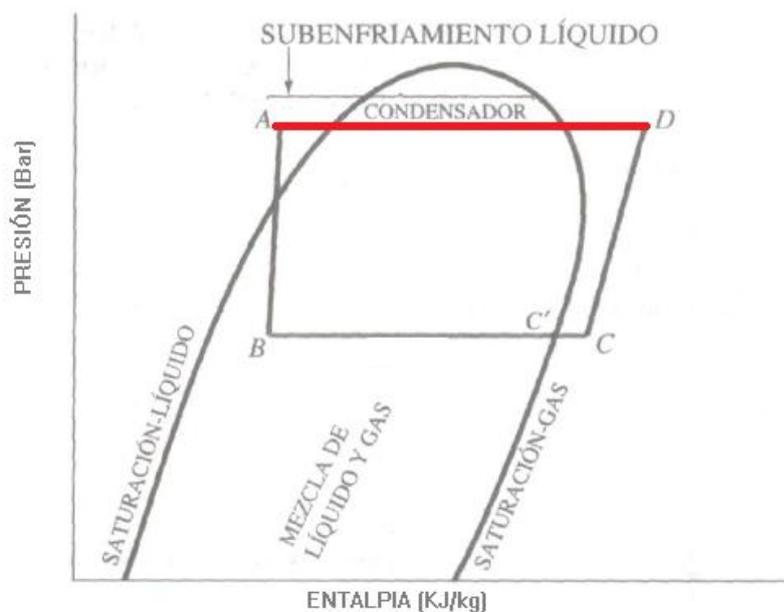
Gráfica 2.4 Proceso del compresor en Presión - Entalpia

2.4.3 Condensador

El condensador es el equipo encargado de retirar el calor adherido al gas refrigerante proveniente del compresor. Realiza un proceso totalmente opuesto en sentido al trabajo del evaporador, en ambos casos se ejecuta un intercambio de calor entre un fluido refrigerante con el medio ambiente, pero en el caso del condensador es el fluido refrigerante en fase gaseosa el que libera calor al medio externo. Como se sabe, cuando existe una interacción entre dos fluidos que tienen diferentes temperaturas, aquella que tenga mayor calor cederá su excedente a la de menor calor.

Debido a que el gas a alta presión y temperatura, proveniente del condensador, es el que interactúa con el medio ambiente (aire o bien con un refrigerante) ayudando de esta forma a desprender de la mayor cantidad de calor latente, para que así el refrigerante a alta presión pueda pasar de gas a una etapa de líquido subenfriado nuevamente y a su vez continuar su uso en el ciclo de refrigeración.

El proceso termodinámico que se realiza durante este equipo se muestra ilustrado en la Gráfica 2.5; donde se parte del punto (D) y finaliza en el punto (A). Al recibir el gas comprimido con propiedades altas en temperatura y presión, el evaporador mediante un sistema de serpentines que disponen de aire o agua como refrigerante logran sustraer la mayor cantidad de calor del gas refrigerante hasta obligarlo a una condensación sin tener pérdidas considerables de presión a la salida del condensador, por lo que llega en condiciones de un líquido subenfriado al punto (A).



Gráfica 2.5 Proceso del condensador en Presión - Entalpía

2.4.4 Dispositivo de expansión

En un sistema de refrigeración surge la necesidad de tener un elemento dentro del proceso que pueda mantener o reducir la presión de trabajo para evitar descargas excesivas a la entrada del evaporador. Como segunda tarea a realizar por el dispositivo de expansión es determinar la velocidad de paso del fluido, la cual será establecida para buscar la eliminación de una pequeña parte de calor.

Para finalizar el análisis a los dispositivos de expansión, se concluye con su principal función, el de disminuir mediante cualquier método la presión con la que se recibe el líquido subenfriado al evaporador (B). Durante este proceso hay una caída de presión muy notable y con una variación tan pequeña de calor que llega a ser despreciable para un análisis termodinámico. Sin embargo es importante destacar la presencia de una pequeña cantidad de vapor refrigerante que permanece el evaporador que no llega a alcanzar su salida al compresor, por lo que en el punto (B) habrá una mezcla de líquido subenfriado a baja temperatura con restos de vapor saturado.



Gráfica 2.6 Proceso de un dispositivo de expansión en Presión - Entalpía

2.5 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

La función principal de un sistema de refrigeración es reducir o mantener la temperatura de un espacio o producto en comparación con sus alrededores inmediatos, esto es para tener en condiciones óptimas todo aquello que logre cubrir las necesidades del ser humano, sin embargo, no se ha mencionado que es importante no llegar al punto de congelación en dicho proceso, pues las condiciones tanto de la composición del producto, los cuidados que requiere y el método de congelamiento serán diferentes a un simple proceso de refrigeración.

No se puede hablar de un sistema de refrigeración 100% eficaz para todas las aplicaciones que se le puedan dar a la refrigeración. Pues surge un fenómeno muy similar al de los líquidos refrigerantes, debido a que la selección del mejor sistema de refrigeración, depende netamente del tipo de trabajo que se destine a realizar. Condiciones como la cantidad de carga de refrigeración, el manejo de control de las temperaturas y presiones, el tipo de fuente de energía para su funcionamiento, el espacio determinado para la instalación de todo el equipo y costos son los factores que determinan finalmente la mejor opción a emplear.

Debido a la variedad de necesidades, se cuentan con diferentes ciclos capaces de llevar a cabo la tarea de refrigeración, la cual conlleva circular el líquido refrigerante por diferentes procesos termodinámicos.

2.5.1 Refrigeración por absorción

En un ciclo de refrigeración por absorción, su funcionamiento se basa en el uso no solamente de un líquido refrigerante, sino también, en una sustancia llamada absorbente, que tenga la capacidad de sustraer la mayor cantidad de vapores de sustancias como el amoníaco o agua a una baja presión. El fenómeno de refrigeración sucede cuando el refrigerante absorbe la energía calorífica del medio, para ser después sustraído y liberado por el absorbente.

Algunas de las peculiaridades del método de ciclo por absorción es la ausencia del compresor, que es bien sustituido por el conjunto de un generador y un tanque de absorción. Dicho conjunto permite la instalación y uso en casos domésticos, comerciales e industriales debido a la baja vibración y sonido que llega a emitir durante su funcionamiento.

Otra característica es el requerimiento de contar con un refrigerante que tenga la propiedad de alcanzar su etapa de evaporización a una temperatura relativamente baja. El proceso que se realiza en un ciclo de absorción inicia con el líquido refrigerante diluido en el absorbente del sistema (dependiendo de la función que requiera para el ciclo, se elegirá el mejor absorbente para cada situación, esto se explicara a detalle más adelante). El compuesto formado entre refrigerante y absorbente iniciara su camino en la parte llamada como “zona de baja presión” la cual comprende entre el evaporador y el absorbedor, por lo que el refrigerante en forma de líquido saturado, entrara al evaporador (1) y comenzara su etapa de evaporización a baja temperatura, para poder obtener un vapor saturado (2) gracias al calor que toma del medio que lo rodea y con ello llegar a producir un efecto que reduzca la temperatura del exterior.

Al alcanzar el vapor saturado del refrigerante el punto del absorbedor, se disolverá de manera uniforme con el absorbente y con residuos de la solución diluida que regresan del generador a través de una válvula que regula su paso (6), lo que ocasiona un aumento en su temperatura. Por lo que es inevitable una liberación de calor al medio exterior para seguir manteniendo una presión y temperatura ideales para el proceso del ciclo.

Una vez obtenida la solución fuerte, que es aquella que contiene una gran cantidad de refrigerante en la mezcla, se enviara al generador (4) a través de una bomba, la cual resolverá las diferencias de presión existentes entre absorbedor y generador. En esta parte del ciclo empezara la “zona de alta presión” y se suministrara calor, lo que resultara como un aumento en su temperatura y presión. Al tener diferentes temperaturas de ebullición, los dos fluidos de la mezcla se separaran, y debido a que el refrigerante se busca con una temperatura de ebullición baja, será el primero en entrar en dicha fase; saliendo del generador como un vapor sobrecalentado (5). Al salir el refrigerante del generador, quedaran residuos que se denominan como solución débil debido a su carencia de refrigerante, esta solución se regresa al absorbedor por el paso de una válvula de expansión que trata de disminuir su temperatura de presión (6) como forma de retroalimentación al ciclo refrigerante.

En el siguiente paso del ciclo se desarrollara en el condensador, lugar donde se retirara la mayor cantidad de calor latente posible del vapor sobrecalentado del refrigerante para lograr inicialmente un vapor saturado hasta llegar a un líquido refrigerante subenfriado en la salida del condensador (7). En un caso ideal, se obtendría en el condensador un vapor 100% de refrigerante pero en un caso real, se obtiene siempre una porción pequeña de absorbente evaporado en unión con el vapor del refrigerante. La forma de resolver esta situación es acoplar un rectificador a la salida del generador para que se filtre de una manera más eficiente el vapor de la mezcla, permitiendo el paso únicamente a vapor de refrigerante.

Finalmente en el ciclo de absorción se circulara el líquido refrigerante del condensador al evaporador por medio de una válvula de expansión que permitirá la transición de zona de alta presión a la de baja presión por efecto de estrangulación del líquido, el cual hará una disminución en la presión del líquido antes de llegar al evaporador (7).

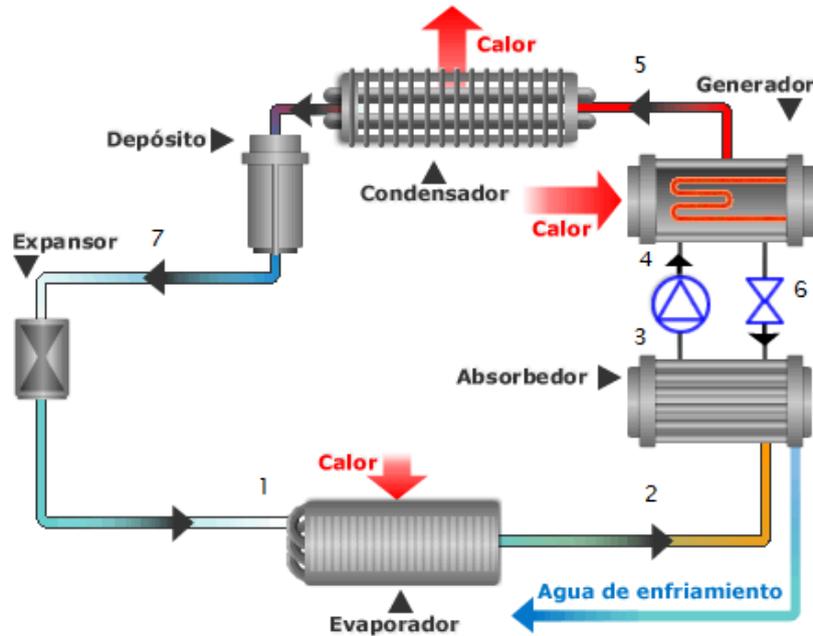


Ilustración 2.5 Ciclo de refrigeración por absorción

Para el ciclo de absorción se han hecho uso de las siguientes parejas de refrigerantes y absorbentes:

■ **Amoniaco – Agua**

En dicha pareja, el que actuaba como refrigerante es el amoniaco y como absorbente el agua. La cual por muchos años fue la única en uso para los sistemas de refrigeración a un nivel industrial, debido a su bajo costo y a sus propiedades óptimas en la transferencia de calor que permiten alcanzar temperaturas menores a 0°C . Algunas de las desventajas que representaba el uso de dichos fluidos son las altas presiones de trabajo, el riesgo que tienen las concentraciones del compuesto por su grado de corrosión para las tuberías, así como la necesidad de altas temperaturas a comparación de otras mezclas, para la separación del refrigerante.

■ **Amoniaco – Nitrato de Litio**

Al igual que en el caso anterior, el amoniaco actuara como refrigerante y en esta ocasión el agua será sustituida por nitrato de litio como absorbente. Al ser una mezcla que no daña a niveles masivos el medio ambiente no representa un alto riesgo y si se le suma a lo dicho, el alto grado de capacidad calorífica del amoniaco permite alcanzar temperaturas más bajas que las del compuesto Amoniaco – Agua. Sin embargo, el elevado costo del nitrato de litio, así como, los bajos rangos de transferencia de calor y masa limita de gran manera su uso.

■ **Agua – Bromuro de Litio**

Para este caso el agua es el agente que actúa como refrigerante y el bromuro de litio como absorbente. Esta combinación permite una buena interacción con el medio ambiente debido a que no es toxica ni inflamable. Al ser agua el refrigerante, se genera una mayor capacidad frigorífica para el ciclo, sin embargo, al tratar con agua tendrá el inconveniente de la limitación de su uso, pues no es capaz de alcanzar temperaturas de refrigeración menores a 0°C, debido a que en este punto el agua alcanzaría su etapa de solidificación.

El bromuro de litio se presenta como un agente solido en esta mezcla, al tener el papel del absorbedor ocurrirá un cambio de fase cuando absorba una concentración de agua de aproximadamente del 30%. Esto genera otra ventaja, pues a la salida del generador se tendrá una seguridad de que ningún vapor de bromuro de litio saldrá mezclado con el vapor de agua, a comparación de lo que sucede en el compuesto de Amoniaco – Agua.

2.5.2 Refrigeración por compresión

La refrigeración por medio de este ciclo ha tenido un gran uso en la industria debido a su facilidad de operación, aun en contra de las perdidas mínimas que sufre de refrigerante durante el proceso.

El ciclo por absorción se divide en dos zonas de trabajo: “zona de alta presión” y “zona de baja presión”, siendo el resultado de las operaciones realizadas por el condensador y evaporador del sistema. El uso de un refrigerante ideo conforme a la aplicación determinada del ciclo es de vital importancia, pues de ahí se podría determinar el grado de eficiencia del sistema.

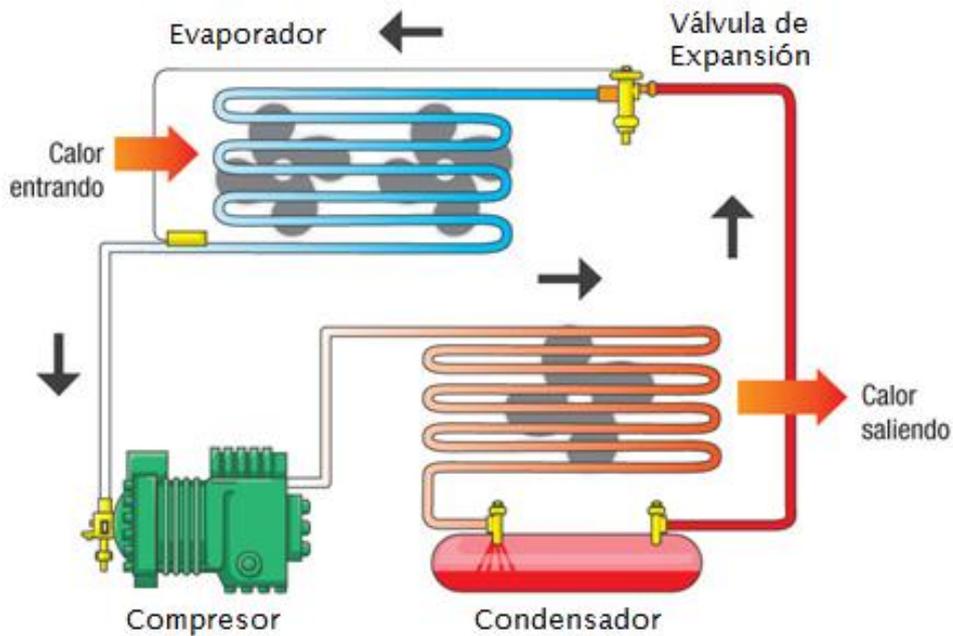


Ilustración 2.6 Ciclo de refrigeración por compresión

Para este proceso de refrigeración se arranca el ciclo en el evaporador, situado en la parte de baja presión y baja temperatura. En este lugar se encuentra un depósito de refrigerante en una fase líquida con la tarea de realizar un intercambio de calor con el espacio que se desea refrigerar. Conforme el refrigerante va pasando a ser un vapor saturado, el espacio refrigerado comenzará a registrar temperaturas menores. Un aspecto importante en este intercambio, es la forma y disposición del evaporador, pues para una óptima utilización, la forma de serpentín deberá ser un diseño muy eficaz, al tener que estar adherido a la cámara de refrigeración y abarcar la mayor parte del área de contacto para de esta manera obtener una mayor transferencia de calor. En una situación donde el evaporador no sea eficiente para el ciclo de refrigeración, dará como resultado un vapor sobrecalentado el cual es indeseable para esta etapa del proceso.

El vapor a una baja presión es llevado hacia el compresor, para que este a su vez eleve la presión y temperatura del vapor y sea entregado con estas nuevas condiciones al condensador. El compresor es un instrumento impulsado usualmente por un motor eléctrico con la tarea de absorber la mayor cantidad de vapor saturado posible, gracias a esta acción se evita el acumulamiento de refrigerante dentro del evaporador. Tras elevar la presión del vapor considerablemente ocurre una transición entre la zona de alta presión y la zona de baja presión, mientras a su vez el vapor pasará de saturado a vapor sobrecalentado para la salida del compresor.

Con la entrada del vapor sobrecalentado al condensador se realizará un nuevo intercambio de calor con un sistema refrigerante, el cual llegará a ser un depósito de agua o aire la mayoría de las veces, pues debido a la gran cantidad de calor específico que poseen estos elementos se vuelven ideales para dicho uso, con lo cual este

depósito es llamado *medio condensante*. Para que el refrigerante vuelva a estar en una fase líquida es necesario que ceda calor latente al medio condensante hasta ser primero un vapor saturado y con ello el paso siguiente es que pueda ser condensado. El diseño del condensador puede ser desde un tubo en forma de espiral o bien en forma de un serpentín con aletas.

Para la finalización del ciclo por compresión, será necesario el paso por una válvula de expansión la cual permita la conversión de la zona de alta presión a la zona de baja presión. La tarea de la válvula es sencilla pero vital, debido a que es la encargada de disminuir la presión y temperatura del refrigerante hasta igualar la requerida en la zona del evaporador mientras realiza su recorrido por las tuberías del ciclo sufriendo un efecto de estrangulamiento. Una vez superada esta etapa, el refrigerante vuelve a llegar al evaporador y repite en un ciclo continuo en el proceso.

2.6 LÍQUIDOS REFRIGERANTES

El concepto de un refrigerante se le brinda a cualquier objeto o fluido que tenga la capacidad de absorber y ceder calor de un sistema a otro. Debido a la gran variedad de aplicaciones que tienen en el ámbito de la refrigeración, nacieron una gran cantidad de tipos de refrigerantes, divididos entre sí por las características que poseen cada uno.

Cuando se busca un refrigerante para un ciclo de refrigeración, es valiosa la comprensión de las propiedades físicas, químicas y termodinámicas, para de esta forma obtener un rango mayor de eficiencia, seguridad y bajo costo. En la práctica real siempre se busca un refrigerante ideal, sin embargo este concepto no existe, únicamente se hallaron algunos que logren adaptarse de mejor manera con las necesidades que se desean cubrir.

En la práctica se tiene una gran gama de líquidos refrigerantes que por mucho tiempo lograron cumplir satisfactoriamente con las necesidades requeridas. Pero al pasar el tiempo y con el desarrollo de nuevas tecnologías, surgieron líquidos refrigerantes que no solo representaron una ventaja en su uso, si no que adquirieron propiedades que aumentaron la eficacia del proceso. Esto dio paso al desplazamiento de refrigerantes obsoletos o que representaban algún daño contra el ciclo o bien contra el medio ambiente.

Líquidos refrigerantes dejados de utilizar desde el año 2000	R-11
	R-12
	R-113
	R-115

Tabla 2.1 Líquidos refrigerantes obsoletos

2.6.1 Clasificación de líquidos refrigerantes

En un inicio para clasificar la variedad existente en líquidos refrigerantes, surgen dos grandes ramas: mezclas y refrigerantes puros. En el caso de una mezcla de líquido refrigerante se origina en la combinación de dos o más compuestos puros que alcanzan una buena interacción entre ellos.

Refrigerantes puros

Esta clase de refrigerantes son productos de sustancias químicas que llegan a ser capaces de absorber y liberar calor, bajo la condición de que pueda cambiar de estado si llegan a ser sometidos a presiones y temperaturas suficientes para obligar este cambio. Sin embargo son muy pocos los refrigerantes puros que son utilizados en la actualidad, debido a la baja seguridad y eficiencia que brindaban.

REFRIGERANTES PUROS			
NATURALES	CFC	HCFC	HFC
Amoniaco	R12	R22	R134a
Propano	R114		R32
Isobutano	R11	R123	R125
CO ₂			R143a

Tabla 2.2 Refrigerantes puros

Mezclas zeotropicas

Las mezclas zeotropicas son el resultado de una combinación de dos o más sustancias puras. Entre las características principales para este grupo de líquidos refrigerantes, son las propiedades que adquiere al ser evaporado o condensado. En un inicio al ser evaporada la mezcla de líquido refrigerante, el componente más volátil comenzara su proceso de evaporación (punto de burbuja), por lo que la mezcla se comenzara a separar dejando un remanente del componente menos volátil. El punto donde la evaporación del último componente comienza su proceso se llama punto de rocío; por lo que bajo la misma limitante de presión, en una mezcla zeotropica la temperatura del punto de rocío siempre será mayor a la del punto de burbuja. Este fenómeno surge de igual manera en el proceso de condensación, sin embargo en este caso la temperatura de condensación disminuirá en vez de aumentar.

Mezclas azeotropicas

Se denominan como mezclas azeotropicas a aquellas que son el resultado de una combinación de dos o más componentes de refrigerantes y que entre cada uno de sus componentes presentan diferente volatilidad. A diferencia de las mezclas zeotropicas, esta gama de mezclas no presentan alteraciones en su composición o propiedades, como lo es la temperatura de saturación o de condensación. Aun cuando los componentes de la mezcla tenga una volatilidad diferente, el punto de ebullición será de aquel que tenga más bajo su punto de ebullición.

MEZCLAS DE REFRIGERANTES	
ZEOTRÓPICAS	AZEOTRÓPICAS
<i>R407C</i>	<i>R502</i>
<i>R290-R600a</i>	<i>R507</i>
<i>Propanol/Isobutano</i>	<i>R410A</i>
	<i>R404A</i>

Tabla 2.3 Mezclas de refrigerantes

En su momento estas fueron las únicas divisiones de los refrigerantes, sin embargo, a través del tiempo y con la conciencia del daño que muchos de estos ocasionaban al medio ambiente, se dictaminó que todo tipo de líquidos refrigerantes estuvieran tipificados bajo la Norma Americana NRSC (National Refrigeration Safety Code). Por lo que bajo esta Norma se llegó a tres grupos principales para su clasificación: Agua, amoníaco y freones.

Hoy en día, los refrigerantes que presentan un mayor uso, pertenecen a la familia de los hidrocarburos halogenados, los cuales se dividen en tres tipos:

■ **CFC (Carbono, Flúor, Cloro):**

Al presentar ausencia de hidrogeno dentro de su composición posee una estabilidad química como refrigerante. Sin embargo, dicha estabilidad ocasiona que sea un agente dañino hacia la atmosfera al afectar de manera grave la capa de ozono por su larga permanencia en el ambiente. Por lo que a partir del año 1995 se dejó de producir refrigerantes como lo fueron R-11, R-12 y R115.

■ **HCFC (Hidrogeno, Carbono, Flúor, Cloro):**

En grandes rasgos se presentan demasiadas similitudes con los refrigerantes CFC, con la adición entre sus componentes de hidrogeno, el cual altera la estabilidad original y permite su descomposición antes de llegar a la estratosfera, reduciendo de manera significativa el daño a la capa de ozono. El refrigerante R-22 es el más destacado dentro de esta clasificación debido a las ventajas que representa.

■ **HFC (Hidrogeno, Flúor, Carbono):**

Nombrados en algunas ocasiones como refrigerantes de tercera generación que han ido sustituyendo a los dos anteriores, ha sido considerado como un refrigerante que es ecológico, sin embargo con el paso del tiempo se ha descubierto que contribuyen al efecto invernadero, teniendo índices altos de Potencial de Calentamiento Global (PCG). Entre los refrigerantes que más sobresalen son: R-417a, R422a, R42d, R427a y R-134a.

2.6.2 Enumeración de líquidos refrigerantes

Refrigerante	Nombre Químico	Formulación Química	Peso Molecular	Temp. De Ebulli. °C
Compuestos halocarburos				
10	Carbontetracloruro	CCl_4	153.8	76.78
11	Tricloromonofluorometano	CCl_3F	137.4	23.78
12	Diclorodifluorometano	CCl_2F_2	120.9	-29.78
13	Monoclorotrifluorometano	$CClF_3$	104.5	-81.44
13BT	Monobromotrifluorometano	$CBrF_3$	148.9	-57.78
14	Carbontetrafluoruro	CF_4	88	-128
20	Cloroformo	$CHCl_3$	119.4	61.11
21	Dicloromonofluorometano	$CHCl_2F$	102.9	8.94
22	Monoclorodifluorometano	$CHClF_2$	86.5	-40.78
23	Trifluorometano	CHF_3	70	-84.39
30	Cloruro de metileno	CH_2Cl_2	84.9	40.67
31	Monocloromonofluorometano	CH_2ClF	68.5	8.89
32	Fluoruro de metileno	CH_2F_2	52	-51.89
40	Cloruro de metilo	CH_3Cl	50.5	-23.78
41	Fluoruro de metilo	CH_3F	34	-78.33
50	Metano	CH_4	16	-161.67
110	Hexacloroetano	C_2Cl_6	236.8	185
111	Pentacloromonofluoroetano	C_2FCl_5	220.3	137.22
112	Tetraclorodifluoroetano	$C_2F_2Cl_4$	203.8	92.78
112a	Tetraclorodifluoroetano	CCl_3CClF_2	203.8	91
113	Triclorotrifluoroetano	CCl_2FCClF_2	187.4	47.56
113a	Triclorotrifluoroetano	CCl_3CF_3	187.4	45.67
114	Diclorotetrafluoroetano	$CClF_2CClF_2$	170.9	3.56
114a	Diclorotetrafluoroetano	CCl_2FCF_3	170.9	3.61

114B2	Dibromotetrafluoroetano	$CBrF_2CBrF_2$	259.9	47.5
115	Monocloropentafluoroetano	$CCl_2F_2CF_3$	154.5	-38.72
116	Hexafluoroetano	C_2F_6	138	-78.22
120	Pentacloroetano	C_2HCl_5	202.3	162.22
123	Diclorotrifluoroetano	$C_2HCl_2F_3$	153	28.72
124	Monoclorotetrafluoroetano	C_2HClF_4	136.5	-12
124a	Monoclorotetrafluoroetano	$CHF_2CCl_2F_2$	136.5	-10
125	Pentafluoroetano	CHF_2CF_3	120	-48.33
133a	Monoclorotrifluoroetano	CH_2ClCF_3	118.5	6.11
140a	Tricloroetano	CH_3CCl_3	133.4	73.89
142b	Monoclorodifluoroetano	CH_3CClF_2	100.5	-11
143a	Trifluoroetano	CH_3CF_3	84	-47.5
150a	Dicloroetano	CH_3CHCl_2	98.9	60
152a	Difluoroetano	CH_3CHF_2	66	-24.67
160	Cloruro de etil	CH_3CH_2Cl	64.5	12.22
170	Etano	CH_3CH_3	30	-88.61
218	Octafluoropropano	C_3F_8	188	-38
290	Propano	C_3H_8	44	-42.33
Compuestos orgánicos cíclicos				
C316	Diclorohexafluorociclobutano	$C_4Cl_2F_6$	233	60
C317	Monocloroheptafluorociclobutano	C_4ClF_7	216.5	25
C318	Octafluorociclobutano	C_4F_8	200	-6.06
Azeotropes				
500	Refrigerantes -12/152a 73.8/26.2 wt %		99.29	-33.33
501	Refrigerantes -22/12 75/25 wt %		93.1	-41.11
502	Refrigerantes -11/115 48.8/51.2 wt %		112	-45.61
Compuestos orgánicos varios hidrocarburos				
50	Metano	CH_4	16	-161.67
170	Etano	CH_3CH_3	30	-88.61
290	Propano	C_3H_8	44	-42.33

600	Butano	C_4H_{10}	58.1	-0.39
600a	Isobutano	$CH(CH_3)_3$	58.1	-10
1150	Etileno	C_2H_4	28	-103.89
1270	Propileno	C_3H_6	42.1	-47.61
Compuestos de oxígeno				
610	Éter etilo	$C_4H_{10}O$	74.1	34.61
611	Formato de metil	$C_2O_2H_4$	60	31.78
Compuestos de nitrógeno				
630	Amina de metil	CH_5N	31.1	-6.5
631	Amina de etil	C_2H_5N	45.1	16.56
Compuestos inorgánicos				
717	Amoniaco	NH_3	17	-33.33
718	Agua	H_2O	18	100
729	Aire	-	29	-194.44
744	Dióxido de carbón	CO_2	44	-78.33
744a	Óxido nitroso	N_2O	44	-88.33
764	Dióxido de azufre	SO_2	64	-10
Compuestos orgánicos no saturados				
1112a	Diclorodifluoroetileno	$C_2Cl_2F_2$	133	19.44
1113	Monoclorotrifluoroetileno	C_2ClF_4	116.5	-27.89
1114	Tetrafluoroetileno	C_2F_4	100	-76.11
1120	Tricloroetileno	$C_2H_2Cl_3$	131.4	86.11
1130	Dicloroetileno	$C_2H_2Cl_2$	96.9	47.78
1132a	Fluoruro de vinilideno	$C_2H_3F_3$	64	-83.89
1140	Cloruro de vinilo	C_2ClH_3	62.5	-13.89
1141	Fluoruro de vinilo	C_2H_3F	46	-72.22
1150	Etileno	C_2H_4	28	-103.89
1270	Propileno	C_3H_6	42.1	-47.61

Tabla 2.4 Líquidos refrigerantes

Bibliografía

Burghardt, M. (1982). *Ingeniería Termodinámica*. Nueva York: Hala.

Dossat, R. J. (1961). *Principles of Refrigeration*. Estados Unidos: Wilet Toppan.

CAPÍTULO 3. ENERGÍA SOLAR

En un intento por englobar en su totalidad lo que implica el concepto de energía, se vuelve un poco difícil; esto se debe principalmente a que la energía tiene diferentes formas de presentarse en el universo. Dos de las más sobresalientes de estas, son el calor y el trabajo. De una forma amplia y general, se puede llegar a decir que la energía es la capacidad intrínseca de los cuerpos para interactuar con su medio entorno causando una modificación en un aspecto externo o bien en algún factor interno. Partiendo del fundamento que para el trabajo de tesis se propone el uso de energía solar como una fuente alternativa para el sistema de refrigeración; se optará a estudiar en concreto esta representación de energía; debido a que el conocimiento sobre las aplicaciones de la energía solar es muy amplio, así como variado. Gracias a los avances tecnológicos existentes hoy en día, se pueden aprovechar de una gran forma el uso como una fuente limpia e inagotable.

El Sol, a través de lo que se conocen como rayos de luz, es la fuente principal de energía para nuestro planeta. Por lo que desde el origen de la humanidad, la energía solar ha sido utilizada por seres orgánicos para la obtención de los nutrientes necesarios para su desarrollo. En contraparte, el hombre ha sido capaz de hallar métodos mediante los cuales se ha podido aprovechar esta energía y muchas otras más. Sin embargo la utilización de la energía solar implica muchos esfuerzos y ajustes, pues está regida por variaciones continuas, como lo pueden ser las diferentes tecnologías que surgen cada día, las cuales están encargadas de optimizar los resultados y las condiciones en la que se aplican los métodos. La forma en que fluye la energía a través de la luz solar es por radiación térmica, la cual permite aumentar la temperatura de un cuerpo o sistema. Es por ello que la acción más importante para lograr el aprovechamiento correcto de la radiación solar, es optar por la conversión energética más conveniente dependiendo del tipo de aplicación. La que será más usada como ejemplo para este trabajo, será la transformación de calor a electricidad.

Si se parte del conocimiento sobre la radiación del sol, que llega a ser de 63 450 720 W/m² repartidos a través de todo el universo; siendo disipada en relación entre la distancia existente de los cuerpos receptores y el Sol. La cantidad de radiación solar para nuestro planeta será de 1 353 W/m² debido a los 149.6 millones de kilómetros que nos separan de la estrella solar. Sin embargo, este no es el único criterio para saber la relación en que será repartida la radiación del Sol; pues también influye la inclinación con la que entran los rayos de luz, originando así un calentamiento desigual. Por lo que se explica la zona de esta manera, el por qué la zona del Ecuador es la parte más cálida del planeta y el efecto de caída en la temperatura conforme se encuentran en una cercanía hacia los polos del planeta.

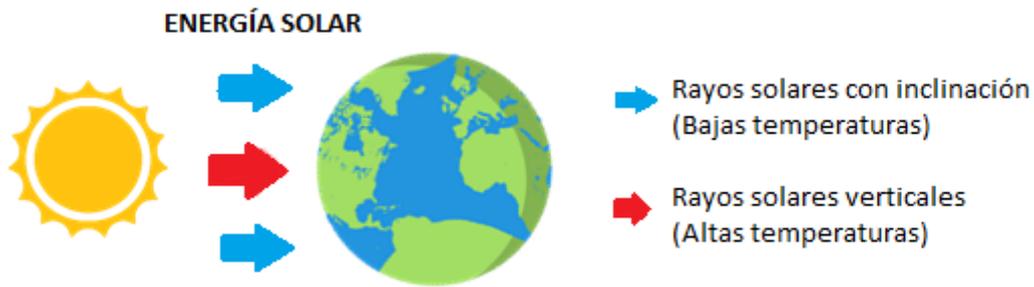


Ilustración 3.1 Absorción de los rayos solares en la Tierra

3.1 COLECTORES SOLARES

En esencia y con pocas palabras, la función de un colector solar es transferir la mayor cantidad de energía captada del Sol y poder transferirla a un lugar determinado para su debido procesamiento. Esta manera de utilizar la energía de una forma sustentable, es algo nuevo relativamente, pues el uso de colectores solares datan alrededor de 20 años hacia el pasado. Las formas que existen en la actualidad para poder lograr el aprovechamiento solar son muy amplias, por lo que para este capítulo solo se nombrarán algunas destacando como las principales en uso.

3.1.1 Colectores fotovoltaicos

Los colectores fotovoltaicos fueron los precursores de equipos de aprovechamiento solar y en el cual se basaron los dispositivos que se verán más adelante. Actualmente gozan de gran popularidad en el medio, debido a su objetivo principal de llegar a convertir la energía solar en electricidad. Este resultado se consigue gracias a las propiedades del material del que están construidas las celdas y el efecto de los fotones absorbidos por la luz, pues al liberar electrones y ser atrapados por las celdas se produce una pequeña corriente eléctrica, que mediante amplificadores se logra la obtención de energía eléctrica.

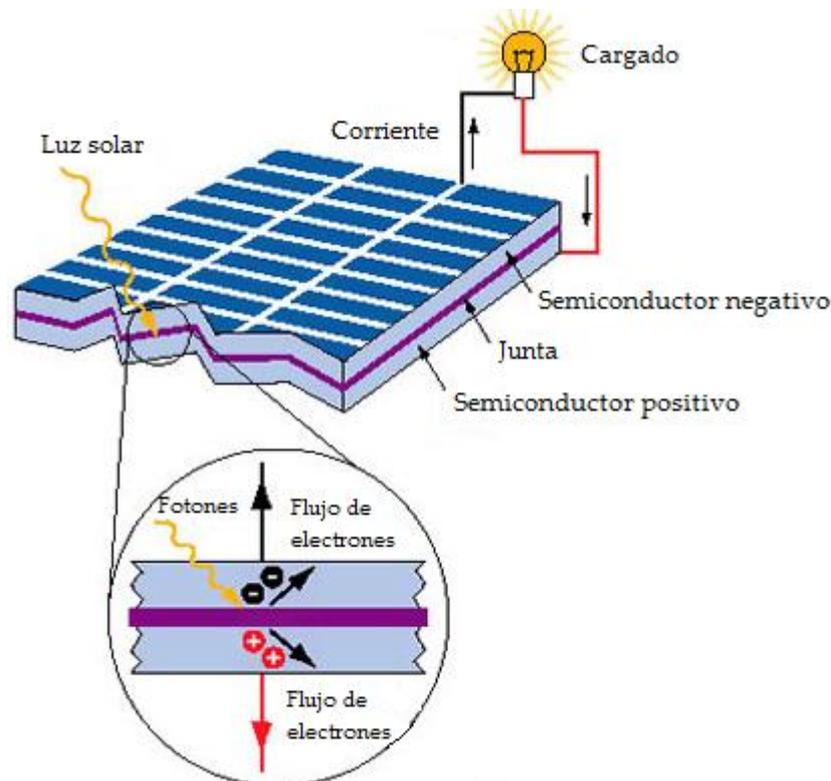


Ilustración 3.2 Colector fotovoltaico

Para el funcionamiento de un colector fotovoltaico se basa en el uso de una rejilla que sirva como semiconductor, y con base en ello se origine un campo eléctrico. Se cuenta con un lado positivo y uno negativo, siendo fáciles de ubicar puesto que se encuentran en forma de un circuito eléctrico, además que de esta manera sea posible la captura de electrones libres. Los electrones libres surgen del arribo de los rayos de luz a las celdas fotovoltaicas, pues al absorber la energía de la luz solar, muchos electrones serán liberados de los átomos del material semiconductor.

Sin embargo esta forma de aprovechar la energía solar tiene la limitante que su capacidad de producción de corriente será totalmente proporcional a la cantidad de luz que sea capaz de captar. Por lo que es necesario el uso un conjunto de celdas fotovoltaicas que puedan ser conectadas eléctricamente por medio de una estructura.

Desde sus inicios, el uso de este tipo de captadores ha sido enfocado a comunidades donde existe una escasez de redes eléctricas y por lo tanto un nula forma de obtener energía eléctrica de forma convencional. Entre las ventajas que pueden llegar a tener se destacan por su bajo costo y la gran gama de aplicaciones en las que pueden llegar a intervenir.

3.1.1 Colectores solares planos

Los colectores solares planos son mayormente conocidos como paneles solares, que como su mismo nombre lo llega a indicar, se encarga de absorber la mayor cantidad de energía solar a través de una placa, que posteriormente con ayuda de un sistema de tuberías incorporadas en el cuerpo de la placa se obtiene una transformación para llegar a obtener energía térmica que puede ser usada en distintas aplicaciones en ámbitos domésticos, industriales o comerciales.

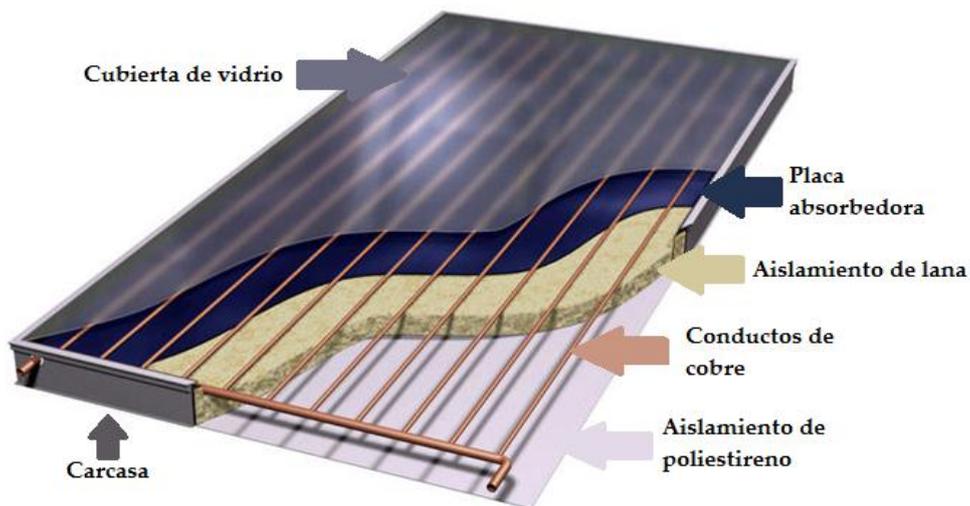


Ilustración 3.3 Colector solar plano

Debido a su popularidad, los paneles solares llegan a representarse como el estandarte del aprovechamiento de la energía solar. Debido a que sus aplicaciones van más enfocadas al calentamiento de agua para baños y albercas, así como el calentamiento del aire para destilación de agua pero en menor medida, siendo tareas que no requieren de temperaturas mayores a los 80°C.

Su funcionamiento se basa en absorber la energía emitida por el sol hacia la Tierra y comenzar el calentamiento de una placa metálica que se encuentra en su interior. Contará adicionalmente con una serie de tubos de doble cubierta que le servirá como un envoltorio hermético y por el cual se depositará un fluido. La tubería de cobre al estar en contacto térmico con la placa, transmitirá poco a poco su calor hacia el fluido y se producirá de una manera más eficiente este fenómeno si el panel cuenta con una cubierta de vidrio o plástico que permita un efecto invernadero.

3.1.3 Colectores de disco parabólico

Este tipo de colectores son equipos conformados en dos partes principales: el soporte y el receptor de energía solar. El soporte del colector tiene una estructura de disco parabólico constituido de material reflejante que concentra toda la energía solar en un punto focal, el receptor. El receptor estará ubicado en el punto focal del disco parabólico, el cual será el encargado de concentrar toda la energía solar y poder convertirla en energía térmica y así poder calentar un fluido a disposición.

El uso de colectores de disco parabólico tiene la gran ventaja de que representa una mayor eficiencia para obtener energía a comparación de otros colectores. Pues bajo este método se alcanzan temperaturas de 100°C hasta los 1500°C.

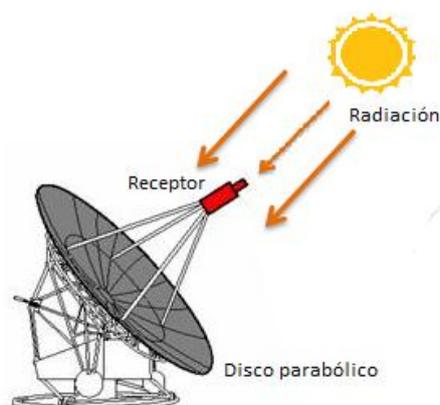


Ilustración 3.4 Colector de disco parabólico

3.1.4 Motor Stirling

El motor Stirling surge en el año 1818 por obra de Robert Stirling en una búsqueda por una forma económica, segura y con mayor grado de eficiencia para los motores de vapor que se llegaban a utilizar en trabajos de calderas. Al inicio del motor Stirling, su aplicación estaba orientada a aplicaciones de baja potencia. Desde entonces hasta al inicio del siglo XX, donde el surgimiento y comercialización a gran escala de motores eléctricos y de combustión interna, fueron opacando el uso del motor Stirling, hasta el punto que en la actualidad su uso es muy poco común; pudiéndolos encontrar en aplicaciones de locomoción para submarinos, yates y principalmente en generación de energía para zonas con nula distribución de energía eléctrica.

El principio que rige el funcionamiento de esta clase motores, se basa en trabajar con un gas (usualmente helio, hidrogeno, nitrógeno o aire) comprimido en la parte fría del motor, para posteriormente llevar al gas a un proceso de expansión en la zona caliente. Ocasionando con estos cambios una mayor transformación pura de energía a trabajo. Requiriendo únicamente de una fuente de calor como suministro, pudiendo hacer uso de combustibles fósiles, biogás o bien el acoplamiento a un colector de energía solar.

Para el funcionamiento del motor Stirling solo se requieren de cinco elementos básicos:

- a) Fuente de calor.
- b) Intercambiador en la zona caliente.
- c) Regenerador.
- d) Intercambiador en la zona fría.
- e) Disipador de calor.
- f) Desplazador

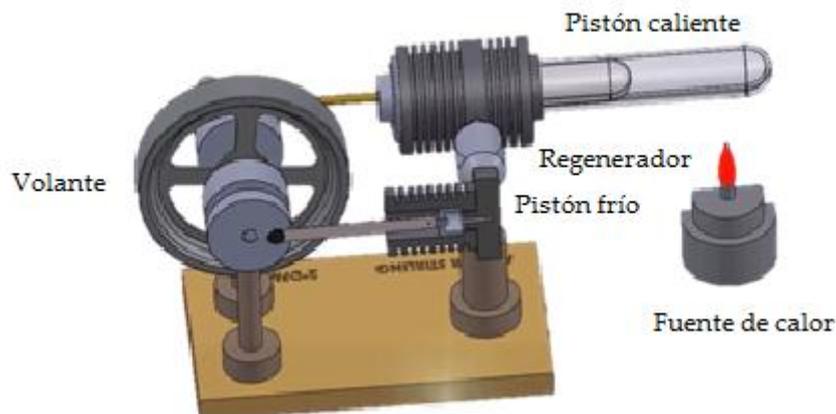


Ilustración 3.5 Motor Stirling

CAPÍTULO 4. PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

La finalidad del presente trabajo de tesis será realizar un análisis y desarrollo teórico sobre la implementación de un sistema de refrigeración para el servicio doméstico, que pueda ser catalogado como sustentable. Debido a las condiciones actuales en las que se encuentran diversas comunidades del territorio nacional, se registran hoy en día índices de población con nulo o escaso suministro de energía eléctrica. Es por ello que se plantea el aprovechamiento de la energía brindada por el sol, utilizándola como una fuente de potencia que suministre a un ciclo de refrigeración idóneamente para cumplir con las funciones básicas de un refrigerador, mas no las de un congelador.

A través de los años el aumento en la demanda por los servicios básicos ha sido considerable debido a diversos factores que afectan a determinada zona. La sociedad donde se realiza el estudio es la protagonista que dictaminara los factores que regirán el sentido de esta tesis, entre dichos factores se analizaran estadísticas demográficas, el uso de sus recursos naturales, el nivel económico de la región, así como lo son sus características geográficas.

Para el desarrollo del proyecto, se propone la aplicación del sistema de refrigeración en la zona rural de Huamantla ubicada en el Estado de Tlaxcala, México. Debido a la escasez de un sistema de suministro de energía eléctrica que pueda abastecer totalmente las necesidades básicas de una familia estándar que requieran poder conservar sus alimentos por un mayor tiempo.

4.1 DELIMITACIÓN GEOGRÁFICA DEL PROYECTO

A lo largo de mucho tiempo en México, se ha buscado la forma de implementar alternativas para la generación y consumo de energía eléctrica a través del aprovechamiento de energías sustentables; las cuales representan una reducción en costos y en el daño ambiental producido en un aspecto local hasta en un impacto global. Un factor pilar en el aumento del consumo de energía en el país, es el incremento en la población. Con base a los datos de la Organización de las Naciones Unidas (ONU), se pronostica que dentro de 10 años el 60% de la población mundial habitara en zonas urbanas, siendo que las grandes ciudades representan entre el 60% y 80% del consumo de energía total de cualquier país, se deberá tener una solución oportuna a tan alta demanda.

Con apoyo en los datos más actuales por parte del Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI) obtenidos en el último censo del territorio nacional en Marzo de 2015, se estimó una población total de 119 938 473 personas.

ENTIDAD	POBLACIÓN	ENTIDAD	POBLACIÓN
Aguascalientes	1,312,544	Morelos	1,903,811
Baja California Sur	3,315,766	Nayarit	1,181,050
Baja California	712,029	Nuevo León	5,119,504
Campeche	899,931	Oaxaca	3,967,889
Coahuila de Zaragoza	2,954,915	Puebla	6,168,883
Colima	711,235	Querétaro	2,038,372
Chiapas	5,217,908	Quintana Roo	1,501,562
Chihuahua	3,556,574	San Luis Potosi	2,717,820
Ciudad de México	8,918,653	Sinaloa	2,966,321
Durango	1,754,754	Sonora	2,850,330
Guanajuato	5,853,677	Tabasco	2,395,272
Guerrero	3,533,251	Tamaulipas	3,441,698
Hidalgo	2,858,359	Tlaxcala	1,272,847
Jalisco	7,844,830	Veracruz	8,112,505
Estado de México	16,187,608	Yucatán	2,097,175
Michoacan de Ocampo	4,584,471	Zacatecas	1,579,209

Tabla 4.1 Población estatal en México 2015

Sumado a estos datos, se incorporan registros donde se muestra la tasa de crecimiento en un promedio anual sobre el sector de la población que cuenta con una vivienda en el territorio nacional de 1990 hasta el año 2015.



Población residentes en viviendas particulares en 2015: 119 530

Población que carece de vivienda en 2015: 407 720

Gráfica 4.1 Población con viviendas particulares en México

4.1.1 Huamantla, Tlaxcala

Huamantla es un municipio perteneciente al estado de Tlaxcala, con una extensión territorial de 340.33 km², siendo únicamente el 8.52% del total del territorio estatal, y con una población de 92 887 habitantes, según datos de INEGI realizado en su último censo. Estos índices posicionan a este municipio como la segunda ciudad con mayores habitantes en todo Tlaxcala, reportando un índice promedio de 4.5 personas por hogar.

A pesar de ser el segundo municipio del estado con mayor relevancia, se tiene un registro sobre un 64.7% de la población total que se encuentra en una situación de pobreza; porcentaje que año con año tiende a crecer. Finalmente, el 15.7% de la población de Huamantla reporta vivir en hogares donde los servicios básicos son inadecuados o inexistentes.

Otro factor que invita a trabajar en el rezago social que presenta el municipio son los indicadores de carencia por vivienda.



1.2% de las viviendas no disponen de energía eléctrica



4.6% de las viviendas carecen de sistema de drenaje



2.7% de las viviendas tienen piso de tierra



2.7% de las viviendas no disponen de agua de la red pública



58.2% de las viviendas no cuentan con lavadora



44.7% de las viviendas no cuentan con refrigerador

El municipio de Huamantla goza de un clima semiseco templado, debido a sus épocas de precipitación pluvial en los meses de mayo, junio, agosto y septiembre. En contraparte los meses de marzo, abril y mayo se reportan como los más calurosos de todo el año.

Teniendo en cuenta todos los indicadores que afectan a la localidad de estudio; la proyección de implementar un sistema de refrigeración apoyado por el uso de energía solar se muestra como una solución a las necesidades que sufre la comunidad. Un punto de estudio en donde se obtienen registros altos acerca de aquellas familias que no cuentan con un refrigerador doméstico, además de seguir siendo una región en donde la agricultura y el ganado se establecen en la actualidad como un pilar importante de su economía, reúne los puntos necesarios para la proyección de una solución mediante el presente trabajo de tesis.

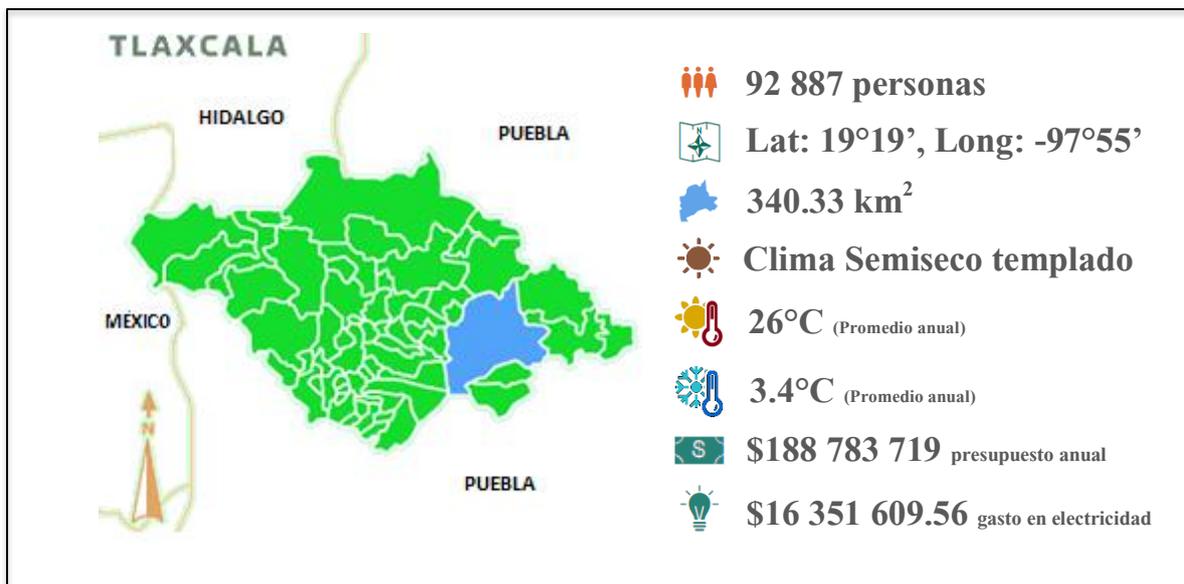
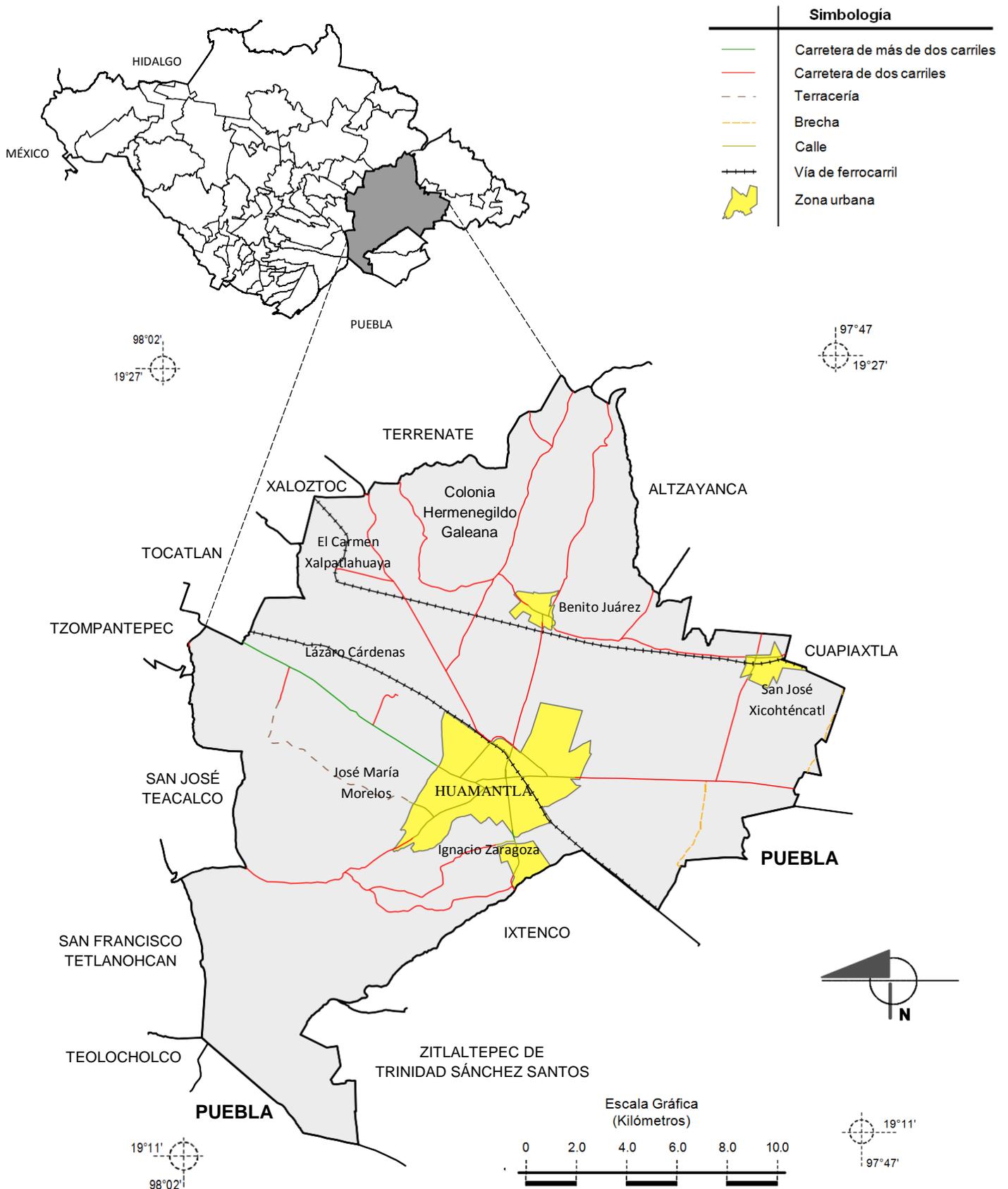
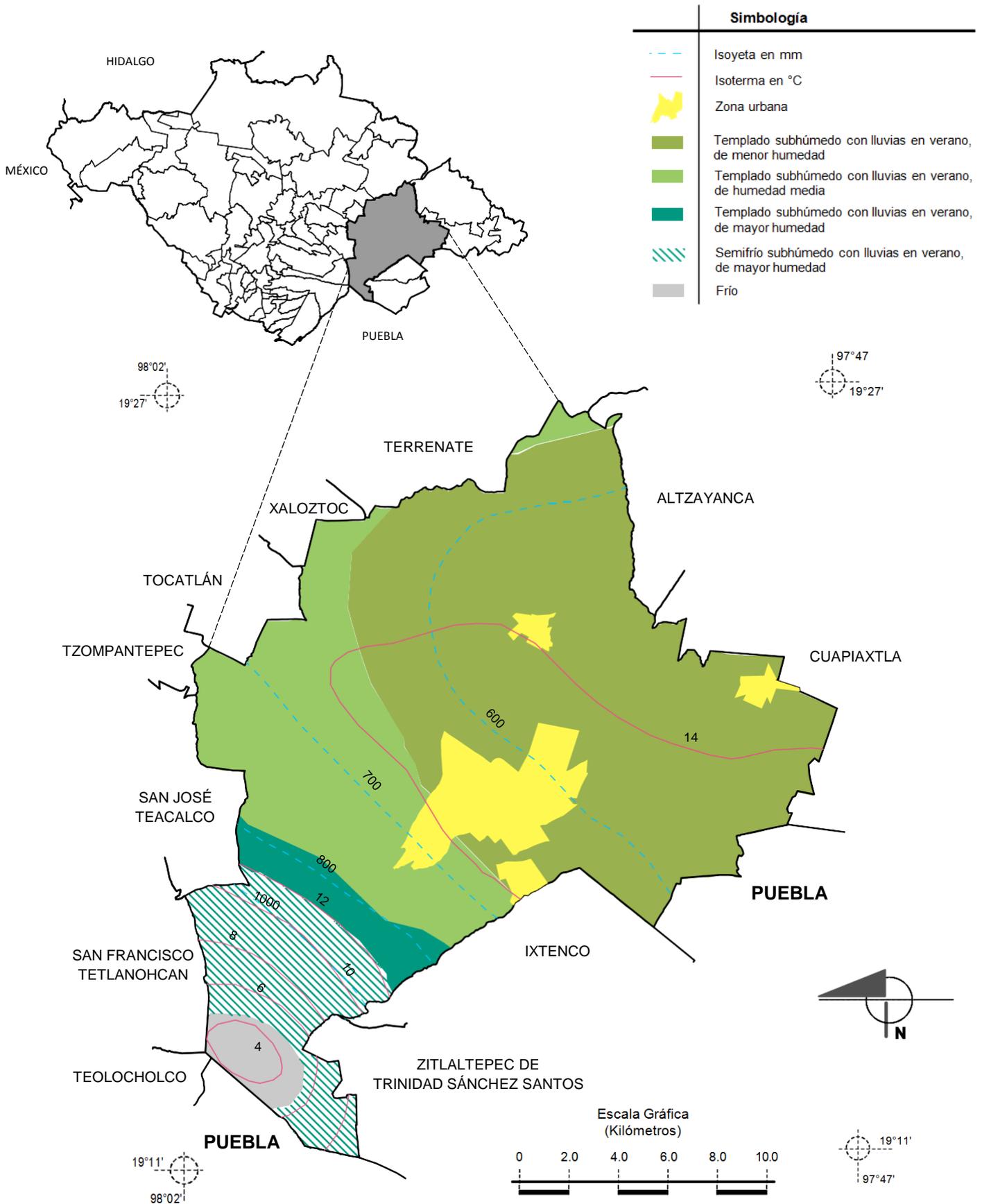


Ilustración 4.1 Ficha informativa de Huamantla, Tlaxcala

MAPA 4.1 LOCALIDADES E INFRAESTRUCTURA PARA EL TRANSPORTE EN HUAMANTLA



MAPA 4.2 CLIMAS EN HUAMANTLA



4.2 SITUACIÓN ENERGÉTICA EN MÉXICO

En México la situación energética es favorable a comparación de otros países, sin embargo, no llega a posicionarse como la óptima mundialmente. A pesar de ser el país número 13 en producción de energía eléctrica en el mundo, México ocupa la posición 14 en consumo del mismo energético, con base en los datos de la CIA World Factbook.

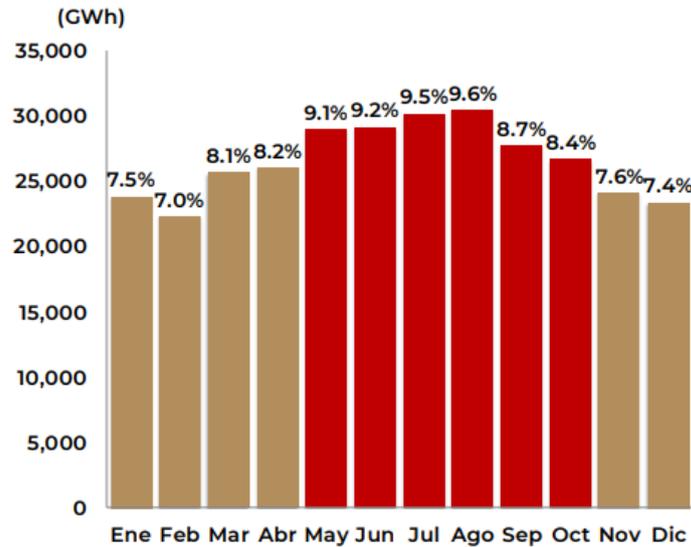
Si se realiza un análisis centralizado en el territorio nacional, se deberá considerar las divisiones que se realizan en el control del Sistema Eléctrico Nacional (SEN), existiendo 10 secciones de control eléctrico en el país. De dichas secciones, 7 de ellas se encuentran interconectadas entre sí, para poder satisfacer las demandas de la población y compartir entre ellas los recursos que brindan un funcionamiento a bajo costo y con un alto grado de seguridad.

Es importante considerar que las zonas en el análisis del proyecto de tesis, pertenecen a la división de Control Regional Central ubicado en la Ciudad de México, los datos siguientes serán comparativos y demostrativos en el rol de dicho centro de control.



Ilustración 4.2 Mapa del Sistema Eléctrico Nacional

Para un análisis sobre el consumo bruto de energía, es forzoso realizar un estudio periódicamente en cuanto al uso, distribución, y generación del suministro básico de energía en determinadas zonas estadísticas. En el siguiente gráfico se analizará el consumo bruto que se efectúa por periodos mensuales dentro del Sistema Eléctrico durante el año 2018.



Gráfica 4.2 Consumo bruto mensual de energía eléctrica 2018 (GWh)

Es oportuno aclarar que el precio del servicio eléctrico en el país se establece a partir de una tarifa única y nacional, en la cual se realizan ajustes mes a mes dependiendo del costo en la generación, del subsidio que brinda el gobierno, además de factores geográficos como lo son el clima, zona geográfica y estación del año.

Tarifa Mensual Eléctrica			
Centavos por Kilowatts-hora			
DESCRIPCIÓN	abr-19	may-19	jun-19
Doméstico	\$0.805	\$0.808	\$0.811
Doméstico Alto Consumo	\$2.846	\$2.857	\$2.868
Servicios	\$0.289	\$0.291	\$0.289
Comercial	\$3.422	\$3.361	\$3.371
Agrícola	\$0.540	\$0.631	\$0.620
Empresa mediana	\$1.701	\$1.741	\$1.702
Gran empresa	\$1.358	\$1.329	\$1.341

Tabla 4.2 Tarifa eléctrica en México 2019

Si se desea tener un análisis más amplio en la cuestión energética dentro del país, resulta obligatorio el comprender perfectamente sobre el efecto que producen los sistemas de refrigeración sobre los diferentes sectores de consumo de energía eléctrica.

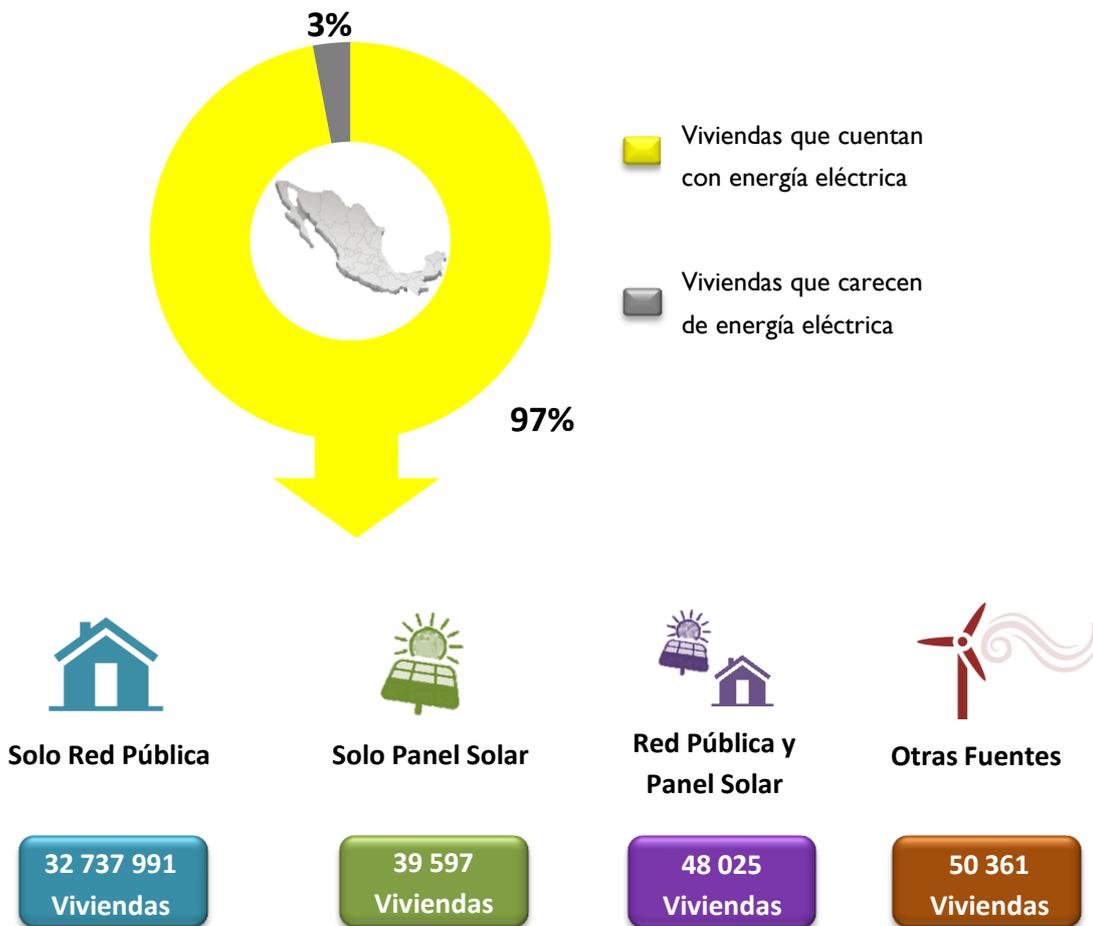
Comenzando por el sector *Doméstico*, se deberá considerar que dicho sector posee un alto porcentaje en consumo tanto en nivel nacional como mundial. Datos indican que el 30% del consumo final dentro de un hogar se dirige exclusivamente al uso de electrodomésticos, entre los cuales, destaca en primer lugar el consumo de energía eléctrica a través de luminarias, seguido muy de cerca por el consumo de refrigeradores domésticos con un 28.5% y el consumo de sistemas de aire acondicionado con el 12.4%. Resultando con un consumo total nacional en el sector Doméstico de 212.95 PJ/año que el Centro Nacional de Control de Energía (CENACE) reporto en 2017.

El abastecimiento de tecnología en refrigeración indica un pico de crecimiento desde la última década a nivel nacional, por lo que en el país se tiene un registro del 87% de viviendas que poseen al menos de un refrigerador, según datos de INEGI. Sin embargo, el tipo de zona refleja la variable de este índice, pues el acceso y distribución de energía eléctrica no es totalmente equitativo en todo el territorio nacional; al tener una cobertura dentro de una zona urbana del 97%, mientras que en un territorio rural, la cobertura desciende al 94%. Este factor invita a la búsqueda de alternativas en energías renovables que logren cubrir las necesidades de estas familias sin el suministro suficiente de electricidad, o bien, orillan a las personas a que cuente con equipos antiguos que representen un daño ambiental hacia el planeta.

En contraparte, el sector *Industrial* representa el segundo mayor consumidor de energía nacional al tener el 35% de consumo energético. Por lo que la distribución en el consumo de energía eléctrica en el sector Industrial, esta predominado por el uso de motores eléctricos, así como el uso de aire comprimido. Sin embargo, el factor de refrigeración y aire acondicionado incrementa en zonas al norte del país, debido a diversos factores, como lo es la presencia de un clima cálido seco y los requerimientos de salubridad en la industria alimenticia.

Finalmente quedara demostrado, que la energía eléctrica es un recurso indispensable para cualquier familia e industria del país, sin embargo aún para el año 2019 no es un bien totalmente cubierto en el territorio, existiendo zonas con desabasto de energía eléctrica. Por lo que las viviendas habitadas hoy en día buscan una posibilidad de tener una fuente alterna a la red pública siendo exclusivamente solar o bien híbrida con una mezcla de red pública y suministro solar.

Suministro Nacional de Energía Eléctrica



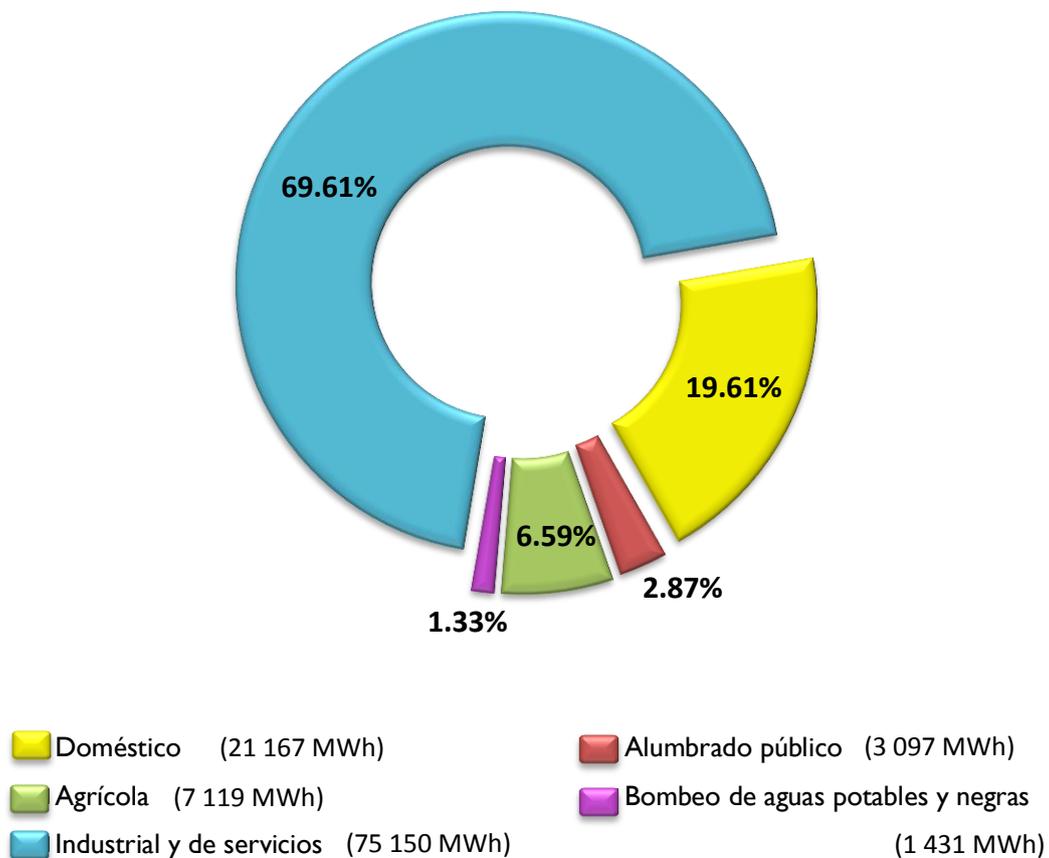
Grafica 4.3 Suministro nacional de energía eléctrica

4.2.1 Huamantla, Tlaxcala

Para la comunidad del municipio de Huamantla, el servicio de abasto y transmisión de energía eléctrica corre a cargo de la Comisión Federal de Electricidad, al igual que en la mayor parte del territorio nacional. Debido a que Tlaxcala no cuenta con una central de energía estatal, tiene que conectarse para su suministro en la división de Control Regional Central (Ilustración 4.2).

Para llegar a analizar correctamente el consumo de energía eléctrica en cada región, se divide en 3 sectores principales y con algunos complementarios. Entre los principales se encuentra el sector Industrial y de Servicios, al Doméstico y el Comercial. Para Huamantla el sector dominante en consumo, es el sector Industrial y de Servicios, seguido en un rango lejano por el sector Doméstico como se representa en la Grafica 4.4.

Consumo Eléctrico en Huamantla



Grafica 4.4 Consumo eléctrico en Huamantla

4.3 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

Para abordar el tipo de método de refrigeración que será elegido en el presente trabajo de tesis, existe la vertiente de sistemas de refrigeración por absorción y sistemas de refrigeración por compresión. Ambos métodos fueron explicados en el Capítulo 2, pero en este momento se seleccionara y argumentaran las razones por las cuales se adaptara de una mejor manera a los requerimientos establecidos.

Si se analizan los recursos que se necesitan un sistema por compresión, el uso de un compresor es el objetivo principal a cubrir, puesto que este elemento representa el trabajo principal que requerirá el ciclo. Para este caso, el uso de un motor térmico que sea suministrado de energía a través de colectores solares sería la solución. A pesar de ello, se debe tener en consideración el acondicionamiento de baterías de reserva, para las ocasiones en que la radiación solar sea escasa o nula. Otro factor en contra del método de compresión, resultan ser la vibración que llega a emitir el compresor en funcionamiento, haciendo incrementar aspectos de instalación para mitigar dichas vibraciones y el hecho de ser un proceso más ruidoso.

Mientras que para un sistema de refrigeración por absorción, la sustitución del compresor por una o varias bombas en el ciclo permite aprovechar en un rango amplio la obtención de energía térmica de los colectores solares para la recuperación del refrigerante. Y al igual que en el método de compresión, se requiere de un acondicionamiento a equipos auxiliares para el almacenamiento de energía. Un factor importante de este método, es el rango de temperaturas de trabajo, pues dependiendo del tipo de refrigerante que se utilice será su límite de operación.

Por lo que sería importante analizar a ambos métodos de refrigeración desde un punto termodinámico, ¿Cuál representaría la mejor opción? Aquí es donde entra a jugar un papel importante el COP (Coeficiente de Operación), factor que determinar la relación entre la capacidad de enfriamiento producida por una máquina y la energía requerida para su funcionamiento.

$$COP = \frac{\textit{Efecto refrigerante}}{\textit{Energía invertida}}$$

Teniendo que para sistemas de compresión mecánica que utilizan compresores de tornillo o centrífugos, el COP que manejan es de 4.5 a 5.5 aproximadamente. En los sistemas por absorción, su COP varia en virtud de la pareja de refrigerante y absorbente que se utilice; generalmente en estos casos se usa Amoniacó – Agua con un COP entre 0.5 y 0.8, o bien, la combinación Bromuro de Litio - Agua de un COP \geq 0.7

Con estos datos se tendría una primera impresión de mayores beneficios termodinámicos con un sistema de compresión; sin embargo el aspecto económico dictamina lo contrario, al tener un costo muy elevado en comparación con el costo de producir trabajo para la obtención de kW de refrigeración en sistemas de compresión según datos de la Agencia Internacional del Medio Ambiente. Sumado a que los equipos y elementos usados en dichos sistemas de absorción requieren de un mantenimiento mínimo asegurando con ello una larga vida.

Teniendo las condiciones de trabajo, surge la expectativa sobre el mejor refrigerante a usar en un sistema de absorción para el proyecto de tesis. Analizando la diversidad que existe hoy en día de todos ellos, la aplicación de la pareja Bromuro de Litio - Agua surge como una factible respuesta. Entre los factores que ayudan a determinar esta selección son:

- a) Las capacidades de refrigeración, usando un sistema de absorción con Bromuro de Litio - Agua, van desde las 3 ton hasta las 700 ton en sistemas de aire acondicionado y refrigeración.
- b) El bromuro de litio tiene la propiedad de cambiar de estado gaseoso a líquido si llega a concentrar un 30% de agua, lo que impide que residuos de vapor del mismo salgan del generador.
- c) Existe una marcada diferencia de los puntos de ebullición entre el refrigerante y el absorbente, lo que ayuda a que la eficiencia del proceso sea más alta.
- d) En caso de presentarse alguna fuga en el sistema durante la operación, esta sería fácil de detectar y no representaría un alto riesgo al ser elementos no inflamables ni explosivos.
- e) La pareja que conforman el Bromuro de Litio - Agua no son un peligro para el medio ambiente, al tener cero en las escalas de Potencial de Agotamiento de Ozono (ODP) y en el Potencial de Calentamiento Global (GWP).

Por lo que si se realiza un balance de energía para este caso en particular, se tendría:

$$Q_G + Q_E + W_B = Q_A + Q_C$$

Donde (Q_G) es la representación de la energía térmica que se suministra al generador, (Q_E) es el calor cedido del espacio refrigerado hacia el evaporador y (W_B) el trabajo que requiere la bomba para iniciar con su proceso. Igualando estas energías, se tendría (Q_A) como el calor liberado hacia el absorbedor y (Q_C) siendo el calor cedido por parte del sistema en el condensador.

Aplicando este balance termodinámico, en rangos del COP para nuestro sistema de refrigeración por absorción, sería:

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G + W_B}$$

Quedando finalmente la interrogante de cómo poder suministrar la energía requerida por el sistema (Q_G y W_B), teniendo la premisa de aplicar una fuente sustentable y amable con el medio ambiente. Pues bien, a través de un motor Stirling se buscara el acoplamiento al sistema de refrigeración por absorción; suministrando corriente eléctrica al elemento de bombas y haciendo uso del calor disipado del propio proceso del motor Stirling retroalimentando el generador del sistema de refrigeración. Se obtendría finalmente un proceso con una alta eficiencia, un trabajo silencioso y energéticamente hablando un trabajo limpio, elevando su potencial para alcanzar una oportunidad en el aun mercado inexistente de sistemas de refrigeración con dichas características.

Al estudiar las limitantes que tendrá este proyecto de tesis, se declinara por el uso de un colector de disco parabólico debido a la mayor eficiencia en la obtención de energía térmica que representa frente a los otros tipos de colectores. Mediante este método el uso de la radiación solar puede llegar a arrojar temperaturas de trabajo alrededor de 100°C a 1500°C , gracias a su principio reflectante que enfoca la energía solar en un solo punto, donde se transforma toda esta energía recolectada en energía térmica.

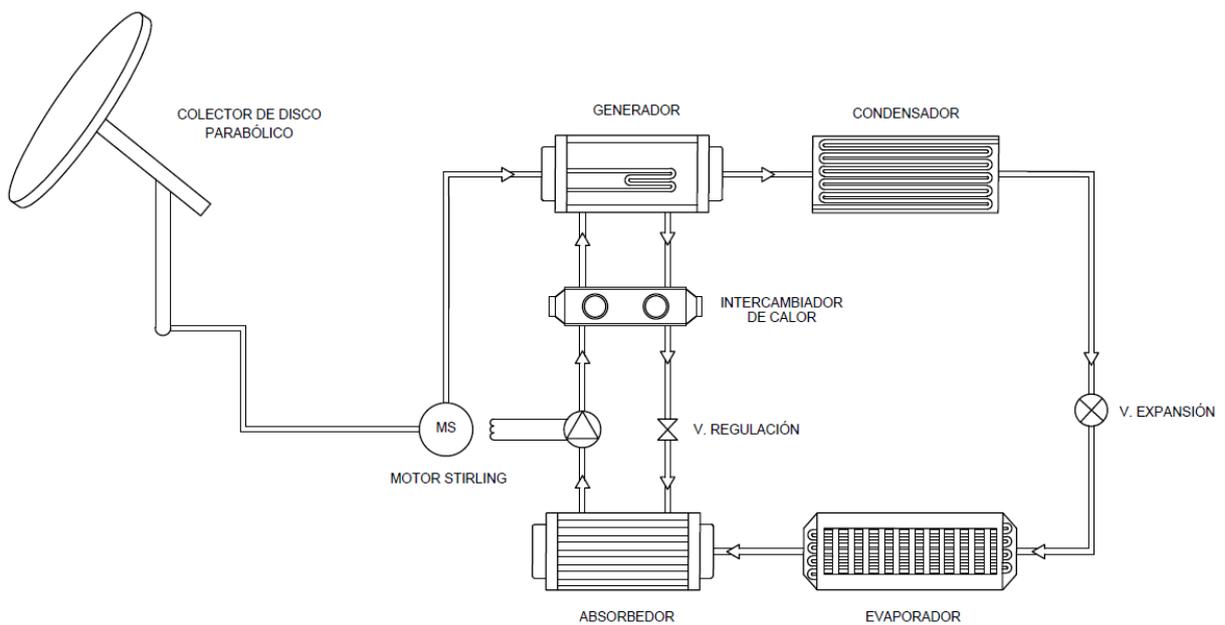


Ilustración 4.3 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto

CAPÍTULO 5. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES

En el diseño del sistema de refrigeración se busca cumplir con aspectos determinantes para el óptimo funcionamiento del proyecto actual de tesis. Como se mencionó en capítulos anteriores, no existe un diseño o un sistema completo de refrigeración ideal ni universal. Al existir un número sin fin de aplicaciones para las cuales se requerirá un sistema de refrigeración, se busca cumplir con las siguientes características del diseño:

- Cálculo de cargas térmicas.
- Selección de sistema de refrigeración.
- Selección del motor.
- Selección y cálculo de cada elemento.
- Especificaciones.

A tomar en cuenta que la única limitante existente dentro del proyecto actual, será el remplazo de la fuente energética fósil por una fuente de energía sustentable; lo que conllevará a un mejor uso y ahorro de la energía térmica para el arranque del sistema de refrigeración, así como, la búsqueda del mejor método para la disipación del calor residual al no contar con torres de enfriamiento.

5.1 ANÁLISIS TERMODINÁMICO

A continuación se procederá con el modelo matemático del funcionamiento para un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto que trabajara con una mezcla de Bromuro de Litio - Agua en una concentración hipotética de 50% a 70%, una presión de trabajo entre 0.0065 atm a 1 atm y temperaturas de operación de 70°C – 120°C, para así lograr alcanzar temperaturas de 3°C para un espacio a refrigerar con una dimensión de 0.969m³.

5.1.1 Balance energético y másico

En el modelo matemático se expresaran las variables que intervienen en el sistema de refrigeración, sin embargo, antes de comenzar con ello es importante establecer algunas condiciones para el siguiente análisis:

- Las válvulas dentro del sistema se catalogaran como totalmente isoentálpicas.
- No existirán pérdidas de calor en las tuberías del sistema.
- La concentración del absorbente será cero en los puntos del refrigerante.

Para presentar un balance de la materia dentro del sistema de refrigeración, se debe siempre cumplir con el siguiente principio:

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida}$$

Mientras que para el desarrollo del balance energético, se utilizara la primera ley de la termodinámica, la cual se explicó a detalle en el Capítulo I, ignorando las variables de energía cinética así como energía potencial:

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_{entrada}(h_{entrada}) = \dot{W} + \sum \dot{m}_{entrada}(h_{entrada})$$

Con ayuda de la Ilustración 5.1 se obtendrán las ecuaciones del balance de energía y masa para cada elemento del sistema de refrigeración por absorción.

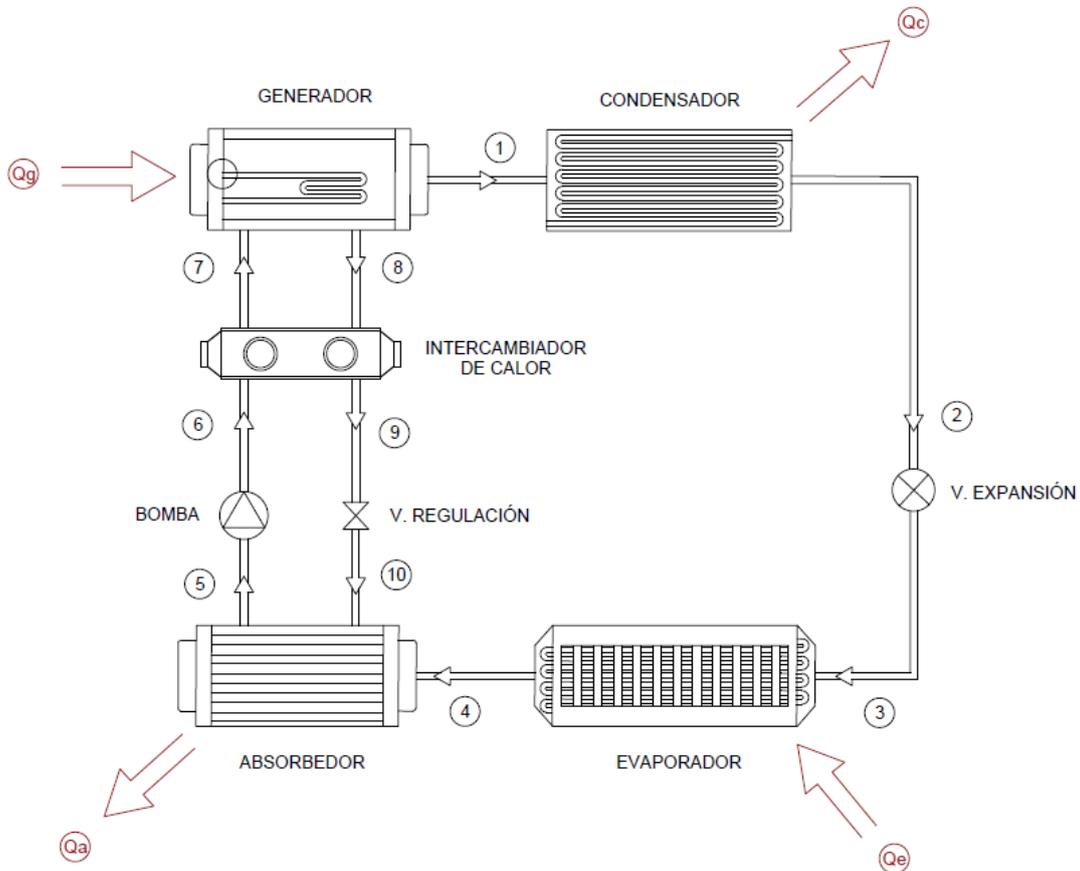


Ilustración 5.1 Esquema termodinámico del sistema de refrigeración por absorción de simple efecto

Generador

$$m_7 = m_1 + m_8$$

$$m_7 h_7 + Q_g = m_1 h_1 + m_8 h_8$$

Condensador

$$m_1 = m_2$$

$$m_1 h_1 = m_2 h_2 + Q_c$$

Válvula de expansión

$$m_2 = m_3$$

$$h_2 = h_3$$

Evaporador

$$m_3 = m_4$$

$$m_3 h_3 + Q_e = m_4 h_4$$

Absorbedor

$$m_4 + m_{10} = m_5$$

$$m_4 h_4 + m_{10} h_{10} = m_5 h_5 + Q_a$$

Bomba

$$m_5 = m_6$$

$$m_5 h_5 + W_b = m_6 h_6$$

Válvula de regulación

$$m_9 = m_{10}$$

$$h_9 = h_{10}$$

Intercambiador de calor

$$m_6 + m_8 = m_7 + m_9$$

$$m_6 h_6 + m_8 h_8 = m_7 h_7 + m_9 h_9$$

De donde:

m = flujo másico para cada elemento

h = entalpía para cada componente

W = Trabajo de la bomba

Q_g = Calor en el generador

Q_c = Calor en el condensador

Q_e = Calor en el evaporador

Q_a = Calor en el absorbedor

5.1.2 Carga de enfriamiento

El siguiente procedimiento a realizar es la determinación de la carga de enfriamiento o de refrigeración para el espacio determinado. En la mayor parte de aplicaciones de los sistemas de refrigeración la carga no proviene de una sola fuente térmica, sino, de la suma del conjunto de diferentes cargas térmicas aplicadas o que llegan a interactuar con el sistema. Entre las principales fuentes de calor, se encuentra:

- a) Calor transmitido de las paredes por conducción.
- b) Calor radiado a través de materiales.
- c) Calor transmitido por la circulación del aire exterior.
- d) Calor emitido por parte de los productos a refrigerar.

Dicha carga de enfriamiento se puede expresar en las unidades de BTU/hr, Tonelada de refrigeración, o bien en kW para el Sistema Internacional. Por lo que finalmente, llegar a determinar el valor real exacto de cualquier aplicación es muy complicado, derivado a los múltiples factores que llegan a influir al momento de ejecutar la funcionalidad del proyecto.

Para este caso en particular, se planea la refrigeración de un volumen de 0.969m^3 , el cual está representado a detalle en el Plano I. En dicho espacio, se tendrá que considerar su aplicación hacia el uso doméstico dentro de una habitación, con la finalidad de conseguir refrigerar una diversidad de alimentos y bebidas, las cuales cualquier familia mexicana podría tener acceso a ellas.

Calor por transmisión

$$(Q_p = A_{total} U \Delta T)$$

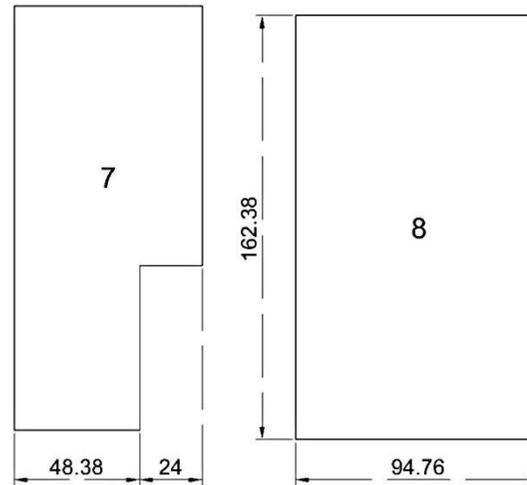
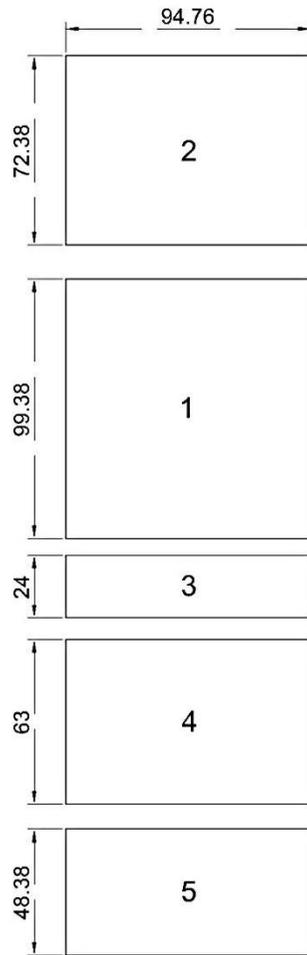
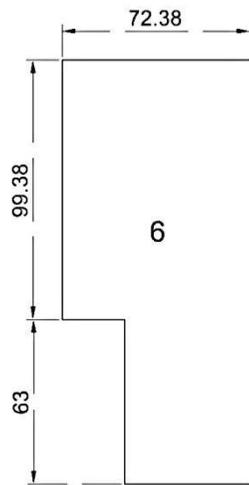
Donde:

$Q_p =$ Calor transmitido por paredes

$A_{total} =$ Área de superficie de las paredes internas

$U =$ Coeficiente de transmisión de calor

$\Delta T =$ Diferencial de temperatura a través de paredes



TESIS:
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICO
A TRAVÉS DE ENERGÍA SOLAR

INSTITUCIÓN:
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

ALUMNO:
MARIO ALBERTO NAVA LÓPEZ

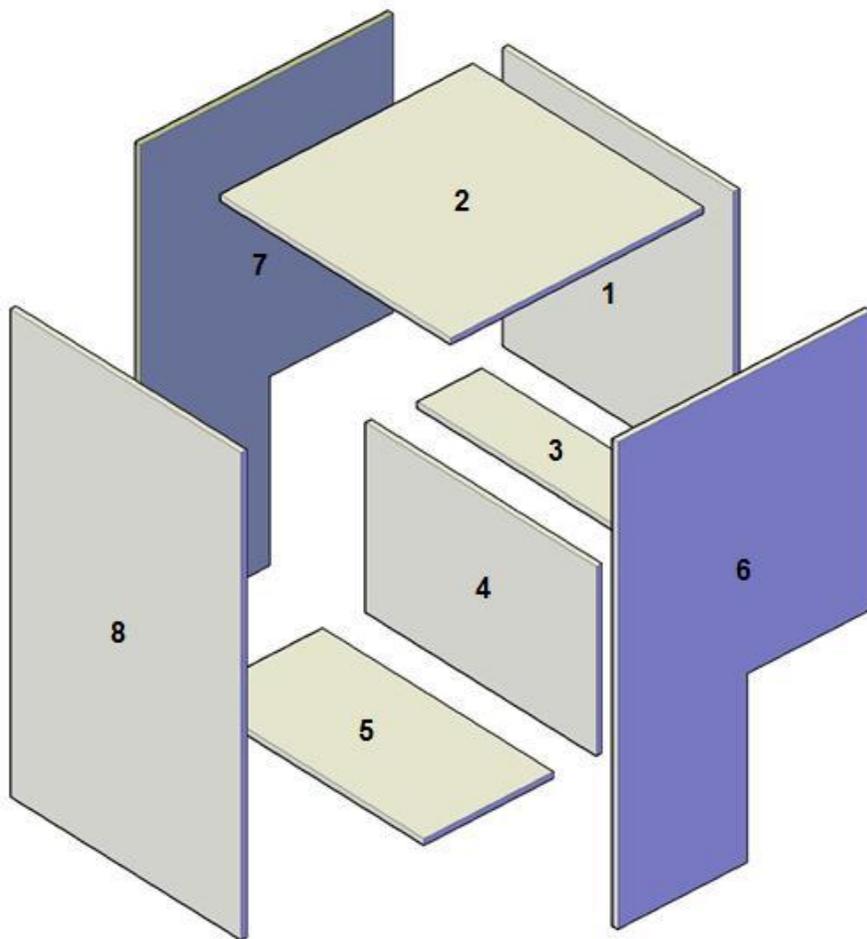
NOMBRE DEL PLANO
PAREDES INTERNAS DEL ESPACIO
A REFRIGERAR.



PLANO:
P-1

ACOTACION:
CENTÍMETROS





TESIS:

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICO
A TRAVÉS DE ENERGÍA SOLAR

INSTITUCIÓN:

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

ALUMNO:

MARIO ALBERTO NAVA LÓPEZ

NOMBRE DEL PLANO

VISTA EXPLOSIVA DEL CUERPO
INTERNO DE REFRIGERACIÓN.

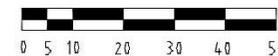


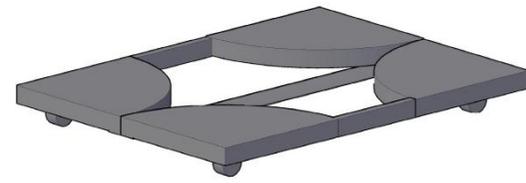
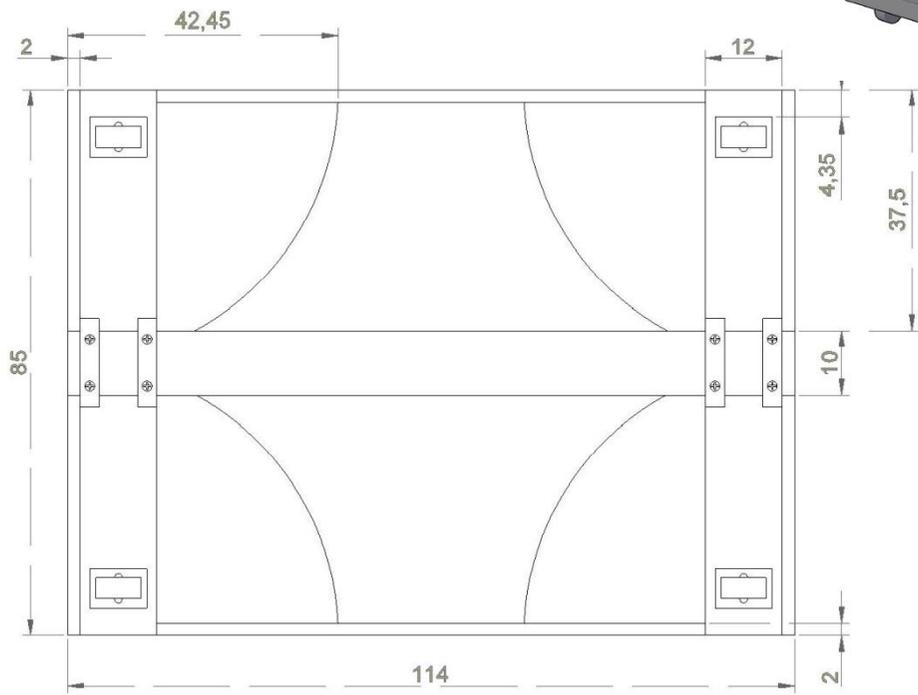
PLANO:

P-2

ACOTACION:

CENTÍMETROS





TESIS:
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICO
A TRAVÉS DE ENERGÍA SOLAR

INSTITUCIÓN:
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

ALUMNO:
MARIO ALBERTO NAVA LÓPEZ

NOMBRE DEL PLANO
BASE DEL REFRIGERADOR



PLANO:
P-3

ACOTACION:
CENTÍMETROS

Scale bar showing 0, 5, 10, 20, 30, 40, 50 centimeters.

Se tomarán en cuenta solo 8 paredes para el sistema de refrigeración, aclarando que para la instalación del equipo se incluye una base que impide el contacto directo con el suelo; eliminando mediante esta forma el calor emitido por la conducción del suelo u otras paredes dentro de una habitación.

$$A_1 = (99.38\text{cm} * 94.76\text{cm}) = (3.26\text{ft} * 3.10\text{ft}) = 10.106 \text{ ft}^2$$

$$A_2 = (94.76\text{cm} * 72.38\text{cm}) = (3.10\text{ft} * 2.37\text{ft}) = 7.347 \text{ ft}^2$$

$$A_3 = (94.76\text{cm} * 24\text{cm}) = (3.10\text{ft} * 0.78\text{ft}) = 2.418 \text{ ft}^2$$

$$A_4 = (94.76\text{cm} * 63\text{cm}) = (3.10\text{ft} * 2.06\text{ft}) = 6.386 \text{ ft}^2$$

$$A_5 = (94.76\text{cm} * 48.38\text{cm}) = (3.10\text{ft} * 1.58\text{ft}) = 4.898 \text{ ft}^2$$

$$\begin{aligned} A_6 &= (99.38\text{cm} * 72.38\text{cm}) + (63\text{cm} * 48.38\text{cm}) \\ &= (3.26\text{ft} * 2.37\text{ft}) + (2.06\text{ft} * 1.58\text{ft}) = (7.72\text{ft}^2 + 3.25\text{ft}^2) \\ &= 10.97 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_7 &= (99.38\text{cm} * 72.38\text{cm}) + (63\text{cm} * 48.38\text{cm}) \\ &= (3.26\text{ft} * 2.37\text{ft}) + (2.06\text{ft} * 1.58\text{ft}) = (7.72\text{ft}^2 + 3.25\text{ft}^2) \\ &= 10.97 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

$$A_8 = (94.76\text{cm} * 162.38\text{cm}) = (3.10\text{ft} * 5.32\text{ft}) = 16.492 \text{ ft}^2$$

$$\begin{aligned} A_{total} &= 10.106\text{ft}^2 + 7.347\text{ft}^2 + 2.418\text{ft}^2 + 6.386\text{ft}^2 + 4.898\text{ft}^2 + 10.97\text{ft}^2 \\ &\quad + 10.97\text{ft}^2 + 16.492\text{ft}^2 = 69.587 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

Para el cálculo en la diferencia de temperaturas, se usará la temperatura ambiente máxima del municipio de Huamantla, Tlaxcala en la época de verano del año 2018, correspondiente a los datos que reportó INEGI.

$$\Delta T = T_{amb \text{ prom}} - T_{espacio \text{ refrigerado}}$$

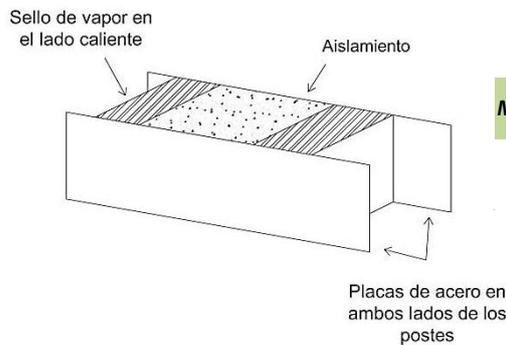
$$T_{amb \text{ prom}} = 26^\circ\text{C} = 78.8^\circ\text{F}$$

$$T_{espacio \text{ refrigerado}} = 3^\circ\text{C} = 37.4^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = 78.8^\circ\text{F} - 37.4^\circ\text{F} = 41.4^\circ\text{F}$$

Finalmente para obtener el coeficiente de transmisión de calor, se procederá a determinar y analizar el tipo de material mediante el cual se realizará la construcción del espacio a refrigerar, debido a que el valor del coeficiente depende directamente del espesor de la pared y del material a utilizar.

Afortunadamente, los coeficientes han sido calculados para una amplia gama de materiales, tanto de construcción como de aislantes, por lo que su obtención es a partir de tablas de las propiedades de materiales. Para este caso en particular se opta por el uso de placas de acero con un relleno de lana de roca o vidrio



Material de aislamiento	Espesor del aislamiento (in)						
	3 5/8	5 5/8	2	3	4	5	6
Relleno de lana de roca o vidrio	0.084	0.055	...	0.1	0.077	0.052	0.052

Tabla 5.1 Coeficiente de transmisión de calor (U)

$$U = 0.100 \frac{BTU}{hr * ft^2 * ^\circ F} \quad \text{Para placas de acero con un aislante de lana de vidrio de 3in.}$$

Por lo que finalmente el cálculo para el calor por transmisión, cedido por las paredes del espacio a refrigerar, quedaría como:

$$Q_p = (69.587 \text{ ft}^2) \left(0.100 \frac{BTU}{hr * ft^2 * ^\circ F} \right) (41.4^\circ F) = 288.090 \frac{BTU}{hr}$$

Calor por cambios de aire

Se considera uno de los factores más difíciles de calcular, debido a la inexactitud en los cambios de aire. Y ya que solo tiene un grado de relevancia en aplicaciones de aire acondicionado, se descartara para el proyecto de tesis, al recomendar el uso del sistema de refrigeración dentro de una habitación que restrinja dichos cambios de aire a lo mínimo.

Calor del producto

$$Q_{pr} = (m)(c)(\Delta T)$$

Donde:

$$Q_{pr} = \text{Calor del producto}$$

$$m = \text{Masa del producto}$$

$$c = \text{Calor específico arriba de congelación del producto}$$

$$\Delta T = \text{Diferencial de temperatura del producto}$$

La selección de un producto, mediante el cual el diseño del sistema de refrigeración pueda funcionar de una manera óptima, resultara complicado, puesto que el objetivo principal de dicho proyecto es refrigerar productos alimenticios de una amplia variedad, sin tener que realizar un enfoque particular.

Para el cálculo del calor que será removido del producto, se plantea ocupar 100 kg de productos alimenticios de una amplia variedad (carne, lácteos, frutas y verduras); esto representa aproximadamente, el uso del 20% del espacio disponible dentro del refrigerador. Tanto para el calor específico del producto, así como, para la temperatura inicial del mismo, se procede a usar las tablas existentes de las propiedades térmicas de alimentos (Tabla 5.2).

Debido a la variedad existente que se presentan en los calores específicos para los productos, se determinara un valor estándar que comprenda entre los máximos y mínimos de los calores específicos de aquellos alimentos que representan un uso más común dentro de una familia mexicana. Y del mismo modo, se procederá con el cálculo de la temperatura inicial del producto, tomando un resultado promedio de entre los valores que se llegan a considerar

$$m = 100\text{kg} = 220.462\text{ lb}$$

$$c = 0.81 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$\Delta T = T_{\text{prod inicial}} - T_{\text{prod ref}}$$

$$T_{\text{prod inicial}} = 23.8^\circ\text{C} = 74.8^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{prod ref}} = 3^\circ\text{C} = 37.4^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = 74.8^\circ\text{F} - 37.4^\circ\text{F} = 37.4^\circ\text{F}$$

$$Q_{pr} = (220.462\text{ lb}) \left(0.81 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} \right) (37.4^\circ\text{F}) = 6\,678.675 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Producto	Periodo de almacenaje máximo	Datos de enfriamiento				Calor específico		Calor latente de fusión BTU/lb	Contenido de agua	Punto de congelación grados F	Calor de reacción	
		Temp. Producto grados F		Tiempo hr	Factor de rapidez	BTU/lb/ grados F					Temp. Grados F	BTU/hr*lb
		Empezar	Acabado			Antes del congelamiento	Después del congelamiento					
Manzanas	48 meses	80	32	24	0.67	0.89	0.43	122	84	28.9	32	0.018
											40	0.03
											60	0.12
Aguacates	10 días	80	39	22	0.67	0.91	0.49	136	94	27.2		
Plátanos	10 días	Calentamiento 56° 70°				0.9		108	75	26-30	54	0.069
		68	56	12	0.1						68	0.19
											70	0.5
Arándanos	1-3 meses	70	38	20	0.67	0.91	0.47	122	88	27.3	32	0.014
											40	0.019
											50	0.036
Frutas secas	9-12 meses					0.47	0.32	43	30			
Higos y dátiles (frescos)	15 días					0.71	0.44	116	90	28.3		
Uva (americana)	3-8 meses	70	34	20	0.8	0.9	0.61	112	77	28	32	0.0075
											40	0.014
											60	0.05
Uva (california)	3-6 meses	70	34	20	0.8	0.85	0.59	112	79	24.3	32	0.0075
											40	0.014
											60	0.05
Toronjas	6-8 sem.	75	34	22	0.7	0.91	0.49	128	88	28.4	32	0.0096
											40	0.022
											60	0.058
Limonas	14 meses	75	57	20	1	0.91	0.49	126	88	28.1	32	0.012
											40	0.017
											60	0.062
Limón mexicano	6-8 sem.	75	47	20	0.9	0.91	0.49	126	88	29.3	32	0.012
											40	0.017
											60	0.062
Naranjas	8-10 sem.	75	32	22	0.7	0.91	0.44	125	81	28	32	0.017
											40	0.029
											60	0.104
Duraznos	2-4 sem.	85	34	24	0.62	0.91	0.41	128	90	29.2	32	0.023
											40	0.036
											60	0.17
Peras	1-7 meses	70	34	24	0.8	0.91	0.49	122	84	27-28	32	0.016
											40	0.023
											60	0.23
Piñas	2-4 sem. 3-4 sem.	85	40	3	0.67	0.9	0.5	128	88	29.9 29.1		
Ciruela (frescas)	3-8 sem.	80	34	20	0.67	0.88	0.48	116	80	28	32	0.032
											60	0.25
Espárragos	1 mes	60	34	24	0.9	0.91	0.49	135	94	29.8	32	0.035
											60	0.17
											32	0.17
Frijoles Habas	15 días 30 días					0.78	0.36	99	68.5	28.4	60	0.82
											32	0.055
												40
Betabel	1-3 meses					0.9	0.48	129	90	26.9	60	0.15
Brócoli	7-10 días	80	34	24	0.8	0.9	0.48	135	93	29.2		
Calabaza	3-4 meses	70	34	24	0.8	0.93	0.47	132	91.5	31.2	32	0.059
											40	0.095
											60	0.28
Zanahorias	4-5 meses					0.93	0.45	126	88	30.4	32	0.045
											40	0.073
											60	0.17
Coliflor	2-3 sem.	70	34	24	0.8	0.9	0.46	133	92.5	30.1		
Apío	2-4 meses					0.91	0.46	136	94.5	30.1	32	0.059
											40	0.095
											60	0.28

Tabla 5.2 Propiedades térmicas de alimentos

Producto	Periodo de almacenaje máximo	Datos de enfriamiento				Calor específico		Calor latente de fusión BTU/lb	Contenido de agua	Punto de congelación grados F	Calor de reacción	
		Temp. Producto grados F		Tiempo hr	Factor de rapidez	BTU/lb/ grados F					Temp. Grados F	BTU/hr*lb
		Empezar	Acabado			Antes del congelamiento	Después del congelamiento					
Maíz (verde)	4-8 días	70	34	24	0.8	0.86	0.38	108	75.5	28.9	32	0.035
						40	0.17					
Pepino	10-14 días	70	52	24	1	0.93	0.48	137	95.5	30.5	32	0.028
											40	0.041
											60	0.175
Lechuga	2-3 sem.					0.9	0.46	136	89	31.2	32	0.24
											40	0.33
											60	0.96
Melones Sandías	2-4 sem. 7-10 días	80	34	24	0.9	0.91	0.46	115	85	29	32	0.028
						0.91	0.47	128	89	29	40	0.041
											60	0.175
Cebollas	6-8 meses	70	34	24	0.8	0.91	0.51	130	89	30.1	32	0.018
											50	0.039
											70	0.075
Vainas (verdes)	1-2 sem.	80	34	20	0.67	0.82	0.45	107	80	28.9	32	0.17
											60	0.82
Papa						0.86	0.47	113	78.5	28.9	32	0.014
											40	0.03
											70	0.06
Col fermentada	5 meses					0.92	0.52	128	89	26		
Espinacas	10-14 días					0.92	0.51	129	90	30.3	40	0.2
Camotes	4-6 meses					0.86	0.42	102	78	28.5	40	0.07
Tomates (verdes)	3-5 sem. 7-10 días	80	52	34	1	0.92	0.46	132	95	30.6	60	0.13
											40	0.027
Nabos	4-5 meses	70	34	24	0.8	0.9	0.45	128	89.5	30.5	32	0.04
											40	0.05
Vegetales (húmedos mezclados)	2-4 meses	80	38	18	0.7	0.9	0.45	130	90	30		
Tocino	15 días					0.5	0.3	29	20			
Res		100	44	24	0.56	0.75	0.4	98	72	31.3		
Res secada	6 meses					0.22-0.34	0.19-0.26	7.0-22	5-15.0			
Res fresca	3 sem.	100	44	18	0.67	0.75	0.4	98	72	31.3		
Carne en salmuera	6 meses					0.75						
Carne cortada	5 días					0.72	0.4	95	65	29		
Pescado congelado	6 meses 15 días					0.76	0.41	101	70	28		
Jamón fresco	3 sem.	105	57	8	1	0.65	0.35	86.5	54	31.3		
Borrego	2 sem	100	40	5	0.75	0.67	0.3	83.5	58	29		
Hígados Corazones		90	35	18	0.7	0.75	0.42	103	72			
Ostiones en su concha	15 días					0.83	0.44	116	80.4	27		
Puerco (fresco)	15 días					0.68	0.38	86.5	60	28		

Tabla 5.2 Propiedades térmicas de alimentos (continuación)

Producto	Periodo de almacenaje máximo	Datos de enfriamiento				Calor específico		Calor latente de fusión BTU/lb	Contenido de agua	Punto de congelación grados F	Calor de reacción	
		Temp. Producto grados F		Tiempo hr	Factor de rapidez	BTU/lb/ grados F					Temp. Grados F	BTU/hr*lb
		Empezar	Acabado			Antes del congelamiento	Después del congelamiento					
Pollo fresco empaquetado o congelado	10 días	85	40	5	1	0.79	0.37	106	74	27		
Salchichas	4 meses					0.6						
Ternera	15 días	100	40	6	0.75	0.71	0.39	91	63	29		
Cerveza	6 meses					1			92	28		
Mantequilla	10 días					0.64	0.34	15	15	30		
Dulces	6 meses					0.93						
Queso americano	15 meses					0.64	0.36	79	65	17		
Queso roquefort	2 meses					0.65	0.32	79	55	3		
Queso suizo	2 meses					0.64	0.36	79	65	15		
Chocolate (para	6 meses					0.56	0.3	40	0.5	90		
Crema (40%)	4 meses					0.85	0.4	90	55	28		
Huevos en cajas	1 año	45	30	10	0.85	0.85	0.45	100	74.2	31.6		
Huevos congelados	18 meses	40	5	24	0.67		0.45	100				
Helado en bote (5 gal)		22	-10	8	0.75	0.77		38	60	28.5		
Manteca	6 meses					0.6		90		70		
Leche en botella	5 días	45	35	10	0.85	0.9	0.49	124	87.5	31		

Tabla 5.2 Propiedades térmicas de alimentos (continuación)

Calor de respiración

$$Q_{res} = (m)(C_r)$$

Donde:

Q_{res} = Calor de respiración del producto

m = Masa del producto

C_r = Calor de respiración

Ya que algunos elementos destinados para la aplicación de refrigeración, involucran a frutas y vegetales; se tendrá que calcular el calor generado por la respiración que estos alimentos llegan a generar. De la misma forma que en los casos anteriores, el calor de respiración se tomara como un valor promedio de entre los alimentos que abarca este proyecto.

$$Q_{res} = (m)(C_r) = (220.462 \text{ lb}) \left(0.118 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{hr}} \right) = 26.014 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Carga total de enfriamiento

$$Q = (Q_p) + (Q_{pro}) + (Q_{res})$$

Por lo que finalmente, la carga total de enfriamiento se obtiene de la sumatoria de los calores de las paredes, el calor del producto y el calor que desprenden tras la respiración de los vegetales.

$$Q = \left(288.090 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \right) + \left(6\,678.675 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \right) + \left(26.014 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \right) = 6\,992.779 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Por términos de seguridad en el diseño del sistema de refrigeración, se recomienda un sobredimensionamiento en la carga de enfriamiento, con un factor de seguridad del 20%, por lo que finalmente, la carga total será la siguiente:

$$\begin{aligned} Q &= \left(6\,992.779 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \right) + 20\% = \left(6\,992.779 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \right) + \left(1\,398.555 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \right) \\ &= 8\,391.334 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 0.699 \text{ TR} = 2.459 \text{ kW} \end{aligned}$$

5.1.3 Concentraciones de trabajo

Para obtener aquellas variables del sistema que surgen tras el balance de masa y energía, se tendrá que realizar un cálculo en las concentraciones de la solución en todos los puntos termodinámicos del sistema. Por lo que será necesario recurrir a diagramas que muestren las propiedades físicas de la mezcla de trabajo, como lo son la temperatura, grado de concentración, presión de saturación y entalpia.

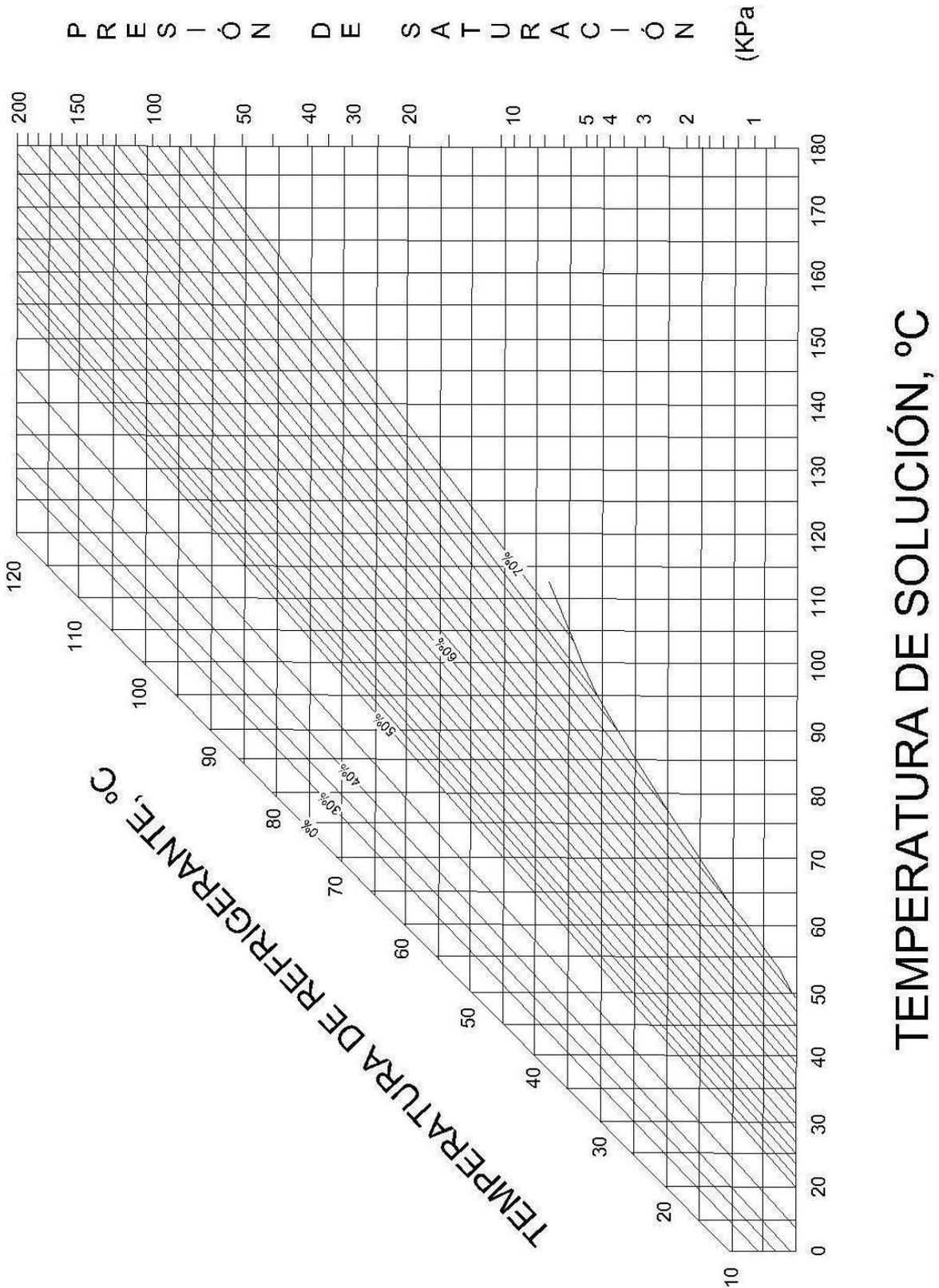
Es importante destacar que el sistema de refrigeración se diseñó para evitar entrar a la zona de cristalización, por lo que al tener un compuesto de trabajo formado por Bromuro de Litio – Agua; la concentración máxima de solución será siempre menor al 70%.

El análisis iniciara a partir de los siguientes datos de entrada para el sistema de refrigeración, datos que han sido descritos anteriormente dentro de este capítulo:

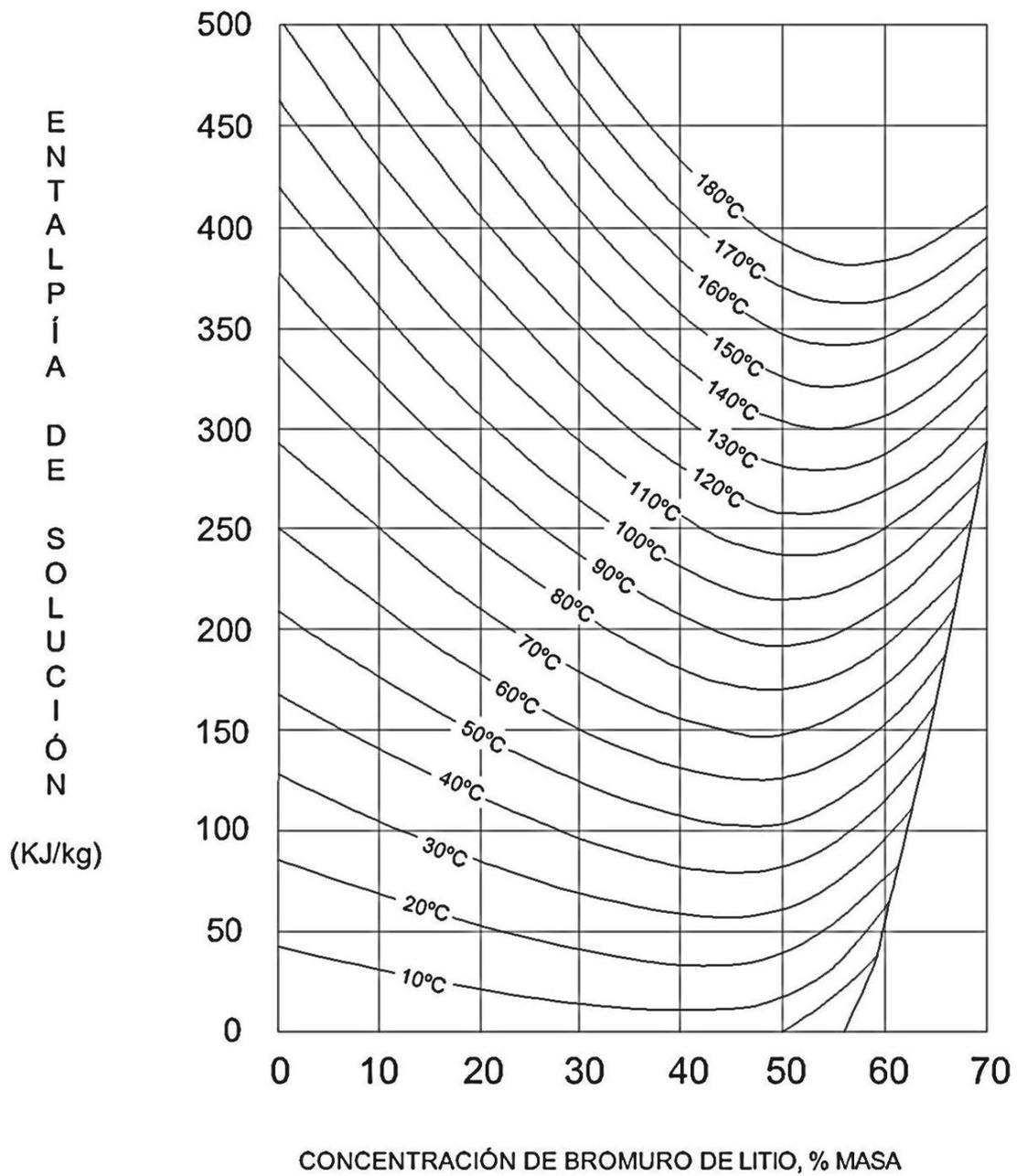
- *Temperatura exterior:*
 $T_{amb} = 26^{\circ}\text{C}$
- *Potencia en el evaporador:*
 $Q_e = 2.826\text{kW}$
- *Temperatura en el evaporador:*
 $T_{eva} = 3^{\circ}\text{C}$
- *Temperatura en el condensador:*
 $T_{cond} = T_{amb\ prom} + 13^{\circ}\text{C} = 26^{\circ}\text{C} + 13^{\circ}\text{C} = 39^{\circ}\text{C}$

Siguiendo lo dictaminado por manuales de refrigeración, el factor adicional en la temperatura del condensador se obtiene a partir de una suma, que va de los 10°C a los 13°C, sobre la temperatura exterior. Teniendo que para zonas donde las temperaturas externas son demasiado elevadas, oscilando en los 40°C, el factor será de 10°C; mientras que para zonas donde la temperatura externa tiende a ser moderada el incremento será de 13°C.

Con ayuda del diagrama de Dühring, que se muestra en la Grafica 5.1, se deberán proyectar las rectas en función de la temperatura del condensador y del evaporador; para de esta forma lograr determinara las presiones de trabajo dentro del sistema, así como, obtener el porcentaje de concentración de la solución de Bromuro de Litio a la salida del absorbedor.

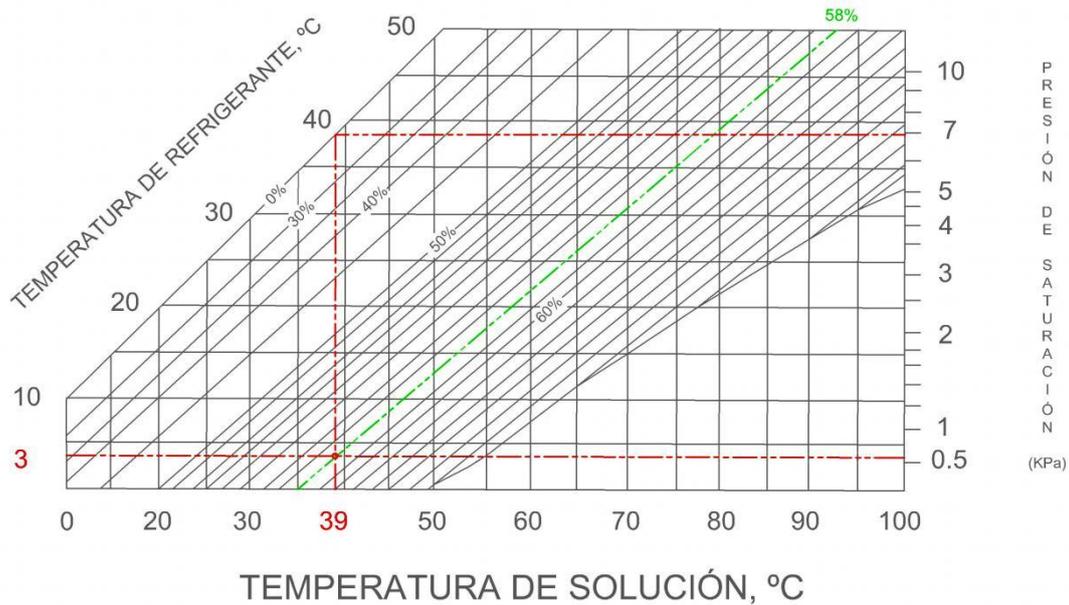


Gráfica 5.1 Diagrama de Dühring para la mezcla Agua – Bromuro de Litio



Gráfica 5.2 Diagrama de Merkel para la mezcla Agua - Bromuro de Litio

Por lo que al proyectar las rectas sobre el diagrama de Dürhing, se obtendría las presiones de trabajo y la concentración final en la zona del absorbedor como se muestra en la Gráfica 5.3.



Gráfica 5.3 Diagrama de Dürhing para la mezcla Agua - Bromuro de Litio bajo condiciones de la concentración débil

- Concentración de solución en la salida del absorbedor (Concentración débil):
 $X_{abs} = 0.58$
- Presión en el evaporador (Presión baja):
 $P_{eva} = 0.757 \text{ KPa}$
- Presión en el condensador (Presión alta):
 $P_{cond} = 6.990 \text{ KPa}$

Ahora bien, para obtener la concentración de la disolución en el generador del sistema, se procederá a calcular inicialmente con el *régimen de carga*. Dicho factor es el la razón entre la carga total de enfriamiento y la carga que puede llegar a sufrir el sistema de refrigeración en el día más caluroso del año.

Bajo las estadísticas del Servicio Meteorológico Nacional, la temperatura más alta para el municipio de Huamantla se originó el 4 de Mayo al registrar una máxima de 30°C.

$$X_{gen} = (1 + \Delta) \cdot X_{abs}$$

$$\Delta = (Z) \text{ (%optimo de concentracion de refrigerante)}$$

$$Z = \frac{Q_e}{Q_{max}}$$

$$Q_{max} = Q_{p_{max}} + Q_{pro} + Q_{res}$$

$$Q_{p_{max}} = A_t U \Delta T_{max}$$

Donde:

Z = Régimen de carga

Q_e = Carga total de enfriamiento

$Q_{m\acute{a}x}$ = Carga total de enfriamiento en el día mas caluroso

$Q_{p_{m\acute{a}x}}$ = Carga de paredes en el día mas caluroso

Q_{pro} = Carga del producto

Q_{res} = Carga de respiracion del producto

$\Delta T_{m\acute{a}x}$ = Diferencial máximo de temperatura a través de paredes

$$\Delta T_{m\acute{a}x} = T_{amb\ m\acute{a}x} - T_{esp\ ref}$$

$$T_{amb\ m\acute{a}x} = 30^\circ\text{C} = 86^\circ\text{F}$$

$$T_{esp\ ref} = 3^\circ\text{C} = 37.4^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{m\acute{a}x} = 78.8^\circ\text{F} - 37.4^\circ\text{F} = 48.6^\circ\text{F}$$

$$Q_{p_{max}} = (69.587\ ft^2) \left(0.100 \frac{BTU}{hr * ft^2 * ^\circ\text{F}} \right) (48.6^\circ\text{F}) = 338.192 \frac{BTU}{hr}$$

$$Q_{max} = \left(338.192 \frac{BTU}{hr} \right) + \left(6\ 678.675 \frac{BTU}{hr} \right) + \left(26.014 \frac{BTU}{hr} \right) = 7\ 042.881 \frac{BTU}{hr}$$

Con un factor de seguridad del 20%:

$$Q_{max} = \left(7\,042.881 \frac{BTU}{hr}\right) + \left(1\,408.57 \frac{BTU}{hr}\right) = 8\,451.457 \frac{BTU}{hr}$$

$$Z = \frac{8\,391.334 \frac{BTU}{hr}}{8\,451.457 \frac{BTU}{hr}} = 0.99$$

$$\Delta = 0.99 (0.058) = 0.0574$$

- Concentración de solución en el regreso del generador (Concentración fuerte):

$$X_{gen} = (1 + 0.0574)(0.58)$$

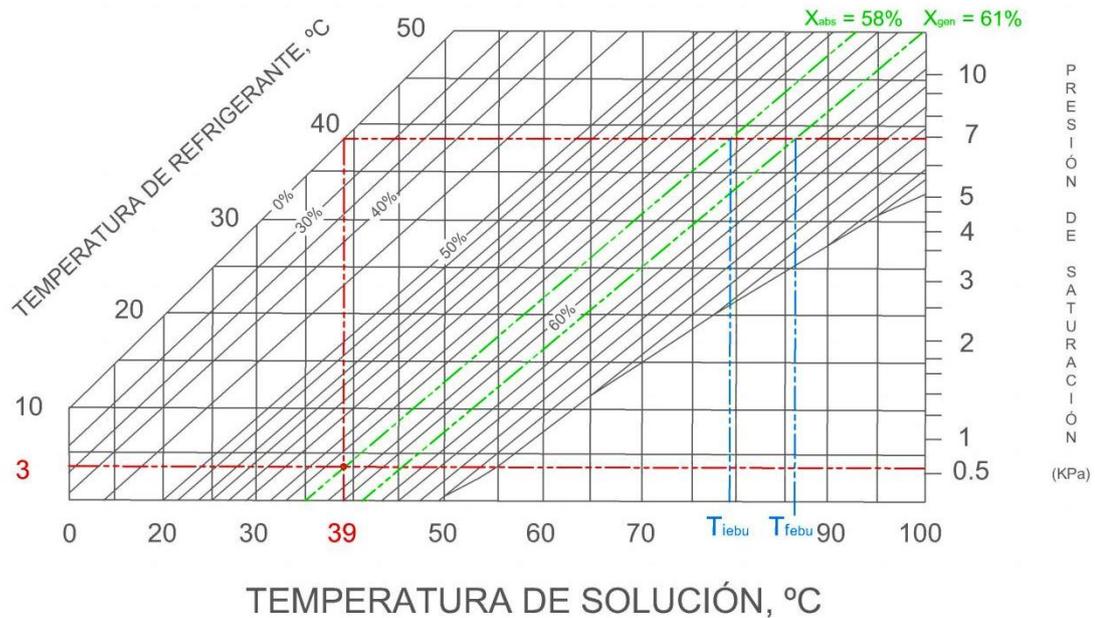
$$X_{gen} = \mathbf{0.61}$$

Mediante las ecuaciones anteriores se comprueba que la diferencia en la concentración de la solución, entre la salida del generador y la salida del absorbedor es del 3%; lo cual representa un porcentaje óptimo en las aplicaciones de refrigeración que sean sometidas a trabajar con temperaturas cercanas a los 30°C. Los dos valores de concentración de solución implican un trabajo seguro al estar fuera de los límites de cristalización, puesto que se asegura que la concentración en la zona del generador es menor al 70%.

Para iniciar con el análisis en los balances de energía y masa propuestos para la Ilustración 5.1, es necesario conocer anticipadamente las temperaturas de ebullición en el generador, tanto para la mezcla con una concentración fuerte como para la mezcla con la concentración débil. Dichas temperaturas se podrán obtener con ayuda del Diagrama de Dühring, como queda expresado en la Gráfica 5.4.

$$T_{i\text{ebullición}} = 79^{\circ}\text{C}$$

$$T_{f\text{ebullición}} = 86.5^{\circ}\text{C}$$



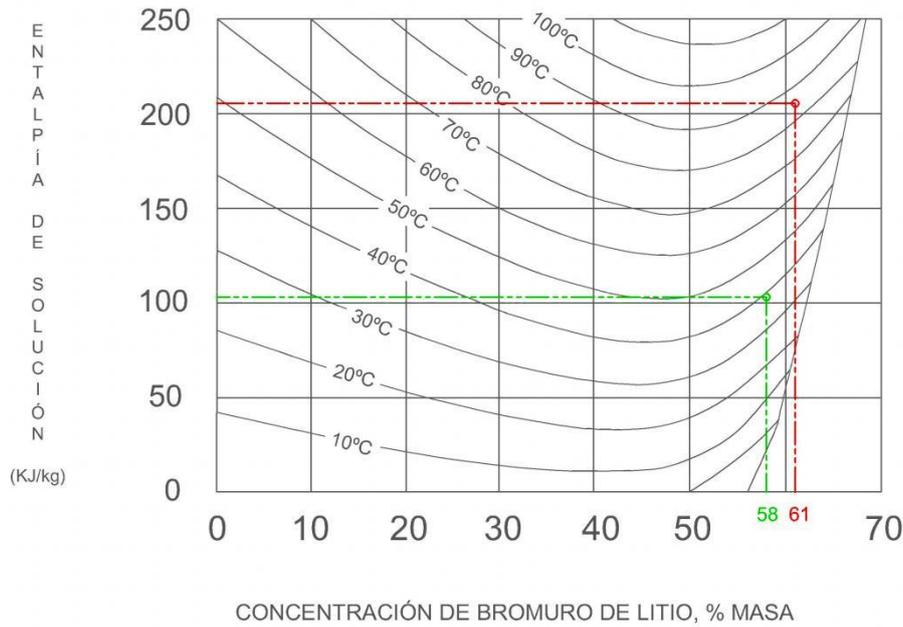
Gráfica 5.4 Diagrama de Dühring para la mezcla Agua - Bromuro de Litio bajo condiciones de la concentración fuerte

Siguiendo con las condiciones iniciales que se establecieron en el balance de energía y masa para el sistema de refrigeración de este trabajo de tesis, se determinaron que en los puntos de paso del refrigerante, la concentración de Bromuro de Litio será cero. Por lo tanto se podrán definir las primeras entalpías del sistema, en base a las tablas existentes de las propiedades termodinámicas del líquido comprimido y vapor sobrecalentado en función de su presión y temperatura.

PUNTO	TEMPERATURA °C	% CONCENTRACIÓN	ENTALPIA $\frac{KJ}{kg}$	PRESIÓN (KPa)
1	86.5	0	2 662.160	6.99
2	39	0	163.376	6.99
3	3	0	163.376	0.757
4	3	0	2 506.400	0.757

Tabla 5.3 Puntos termodinámicos para el sistema de refrigeración

Para calcular las entalpías en los puntos 5 y 8 del sistema, será necesario el uso del Diagrama de Merkel de la Gráfica 5.5, puesto que se conocen las temperaturas de ambos puntos. Remarcando la importancia de que a partir de este momento se trabajara con una mezcla de Agua y Bromuro de Litio en las concentraciones que anteriormente se determinaron.



Gráfica 5.5 Diagrama de Merkel para la mezcla Agua - Bromuro de Litio bajo condiciones de concentración

PUNTO	TEMPERATURA °C	% CONCENTRACIÓN	ENTALPIA $\frac{KJ}{kg}$	PRESIÓN (KPa)
5	39	0.58	103	0.757
8	86.5	0.61	205	6.99

Tabla 5.3 Puntos termodinámicos para el sistema de refrigeración (continuación)

Continuando el análisis para el punto 6 del sistema, se tendrá que conocer la eficiencia de la bomba que se usara para dicha aplicación, así como, el valor de los flujos másicos del sistema, y de igual manera, la densidad de la solución (Bromuro de Litio) sobre la cual trabajara la bomba.

La eficiencia de trabajo para la bomba se supone del 50% para fines prácticos de la modelación del sistema, puesto que se entiende que las condiciones en una máquina real no serán exactas. Pero se pronostican resultados muy cercanos a los propuestos tanto en el diseño como en el análisis del propio sistema. La bomba propuesta para dicha aplicación de refrigeración, es la bomba presurizadora marca Singflo; modelo FLO – 2201. Decisión tomada después de analizar sus datos técnicos y dimensiones, las cuales se adaptan de gran forma al proyecto de tesis.

Teniendo que:

$$W_b = (P_{cond} - P_{eva}) \left(\frac{m_{s_{debil}}}{\rho_s * m_r * \eta_b} \right)$$

Donde:

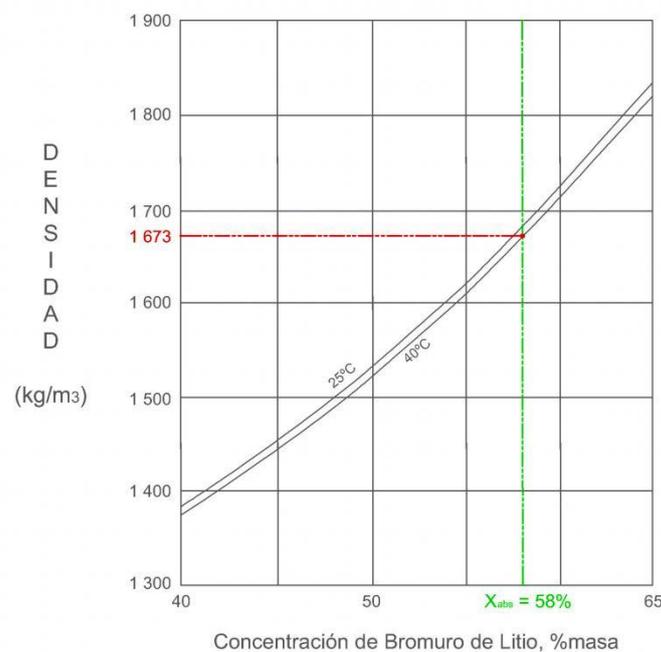
Eficiencia de la bomba: $\eta_b = 0.5$

Densidad del Bromuro de Litio: ρ_s

Masa de la solución débil: $m_{s\text{débil}}$

Masa del refrigerante: m_r

Con ayuda de la Gráfica 5.6 se puede delimitar la densidad que presentara el Bromuro de Litio, a partir de la temperatura de trabajo dentro del sistema de refrigeración y de la concentración en el absorbedor.



Gráfica 5.6 Diagrama de las densidades para la solución Bromuro de Litio

Obteniendo como densidad:

$$\rho_s = 1\,673 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Mediante la ecuación del trabajo de la bomba, se llegan a obtener tres variables dentro de la misma; por lo que es recomendable comenzar con el análisis en puntos termodinámicos del sistema de refrigeración, lo cuales permitan obtener los flujos másicos de las soluciones.

Evaporador

$$m_3 h_3 + Q_e = m_4 h_4$$

Teniendo en cuenta que para este elemento del sistema, el único fluido de trabajo que circulara será refrigerante en un 100% de concentración, por lo que se denotara como m_r . El flujo del refrigerante en la zona de evaporador, representa un valor idéntico para los puntos a la entrada y salida del evaporador.

$$m_3 = m_4 = m_r$$

Sustituyendo m_r de la ecuación del evaporador:

$$Q_e = m_r h_4 - m_r h_3 = m_r (h_4 - h_3)$$

Despejando m_r :

$$m_r = \frac{Q_e}{(h_4 - h_3)}$$

$$m_r = \frac{2.459 \frac{KJ}{s}}{\left(2506.400 \frac{KJ}{kg} - 163.376 \frac{KJ}{kg}\right)}$$

$$m_r = 1.049 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

Para este punto del análisis, se sabe que dentro del sistema de refrigeración en funcionamiento, habrá dos flujos másicos con diferente concentración del absorbente (Bromuro de Litio). Aquel caudal que abandona el absorbedor será una “solución débil”, debido a la baja proporción de absorbente y una alta proporción del refrigerante. Mientras que la disolución a la salida del generador es llamada “solución fuerte”, pues la concentración del absorbente aumentara con los residuos que la mezcla dejó al partir su camino hacia el condensador. La obtención de ambos flujos másicos se pueden obtener mediante las siguientes ecuaciones:

Solución fuerte

$$m_{s_{fuerte}} = \frac{(X_{abs})(m_r)}{X_{gen} - X_{abs}}$$

$$m_{s_{fuerte}} = \frac{(0.58) \left(1.049 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}\right)}{0.61 - 0.58}$$

$$m_{s_{fuerte}} = 20.290 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

Solución débil

$$m_{s_{débil}} = m_{s_{fuerte}} + m_r$$

$$m_{s_{débil}} = 20.209 \times 10^{-3} \frac{kg}{s} + 1.049 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

$$m_{s_{débil}} = 21.339 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

Regresando a la ecuación de la energía de la bomba para el sistema de refrigeración, se tendrán que sustituir los valores calculados de las variables, para de esta forma resolver la ecuación.

$$W_b = (P_{cond} - P_{eva}) \left(\frac{m_{s_{débil}}}{\rho_s * m_r * \eta_b} \right)$$

$$W_b = (6.990 \text{ KPa} - 0.757 \text{ KPa}) \left(\frac{21.339 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}}{1.673 \frac{kg}{m^3} * 1.049 \times 10^{-3} \frac{kg}{s} * 0.5} \right)$$

$$W_b = \left(6233 \frac{N}{m^2} \right) \left(0.0243 \frac{m^3}{kg} \right)$$

$$W_b = 151.575 \frac{J}{kg}$$

Con estos datos del sistema resulta posible el resolver los balances de energía para los puntos donde circule absorbente con sus diferentes concentraciones. Analizando punto por punto se podrá determinar finalmente la potencia necesaria para cada elemento.

Del balance energético en la bomba se tiene:

$$m_5 h_5 + W_b = m_6 h_6$$

Y se sabe que el caudal que recorre dicho elemento es de la solución es débil, por lo que:

$$m_5 = m_6 = m_{s_{débil}}$$

Despejando h_6 del balance de energía:

$$h_6 = \frac{W_b}{m_{s_{débil}}} + h_5$$

$$h_6 = 110.323 \frac{KJ}{kg}$$

En el análisis para el punto 7 del sistema, es necesario conocer como entrada de la ecuación la eficiencia del intercambiador de calor, quedando definida por la siguiente fórmula:

$$\eta_{inter} = \frac{h_7 - h_6}{h_8 - h_6}$$

Por lo que se supondrá un eficiencia del 60%, decisión tomada en base a la comparación con otros proyectos de refrigeración por absorción y que son enfriados a través de aire, lo cual plantea condiciones idénticas al presente proyecto. Sabiendo la eficiencia del intercambiador, se podrá calcular sin ningún problema la entalpia del punto 7.

Despejando h_7 de la eficiencia del intercambiador:

$$h_7 = (\eta_{inter})(h_8 - h_6) + h_6$$

$$h_7 = 167.129 \frac{KJ}{kg}$$

La entalpia en el punto 8 se podrá calcular a partir del balance de energía que se estableció para el elemento del intercambiador:

$$m_6 h_6 + m_8 h_8 = m_7 h_7 + m_9 h_9$$

Sabiendo que los flujos máxicos serán los siguientes:

$$m_6 = m_7 = m_{s_{débil}}$$

$$m_8 = m_9 = m_{s_{fuerte}}$$

Se despejara h_9 de la ecuación, resultando:

$$h_9 = \frac{m_{s_{débil}}}{m_{s_{fuerte}}} (h_6 - h_7) + h_8$$

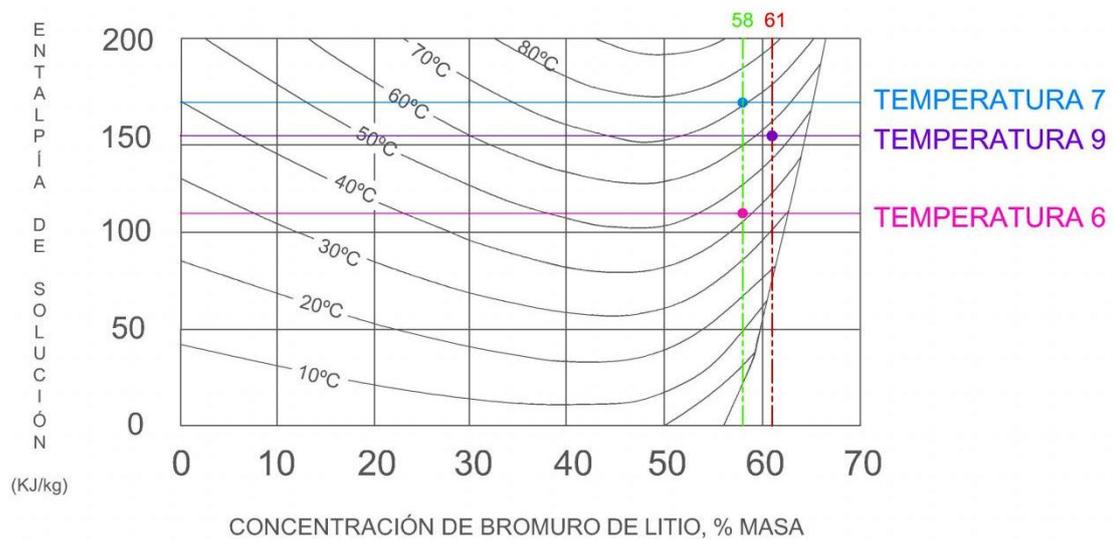
$$h_9 = 148.194 \frac{KJ}{kg}$$

Finalmente, apegándose a los criterios de las válvulas isoentálpicas destinadas al diseño del sistema de refrigeración, se considerara una igualdad en las entalpias de entrada y salida de la válvula de regulación.

$$h_9 = h_{10}$$

$$h_{10} = 148.194 \frac{KJ}{kg}$$

Restando únicamente el cálculo de las temperaturas para los puntos finales del sistema de refrigeración. Esto será posible con ayuda del diagrama de Merkel, al ubicar las entalpias de cada punto en su concentración respectiva.



Gráfica 5.7 Diagrama de Merkel para la mezcla Agua - Bromuro de Litio bajo condiciones de temperatura

PUNTO	TEMPERATURA °C	% CONCENTRACIÓN	ENTALPIA $\frac{KJ}{kg}$	PRESIÓN (KPa)
6	42	0.58	110.323	6.99
7	71	0.58	167.129	6.99
9	55	0.61	148.194	6.99
10	55	0.61	148.194	0.757

Tabla 5.3 Puntos termodinámicos para el sistema de refrigeración (continuación)

Al contar con los caudales y entalpías de todo el sistema, se continuara con el cálculo en las potencias de cada elemento a partir de los balances de energía establecidos por el diagrama de este proyecto de tesis.

Potencia del EVAPORADOR

$$Q_e = 2.459 \text{ kW}$$

Potencia del GENERADOR

$$Q_g = m_1 h_1 + m_8 h_8 - m_7 h_7$$

$$Q_g = 3.385 \text{ kW}$$

Potencia del CONDENSADOR

$$Q_c = m_1 h_1 - m_2 h_2$$

$$Q_c = 2.620 \text{ kW}$$

Potencia del ABSORBEDOR

$$Q_a = m_4 h_4 + m_{10} h_{10} - m_5 h_5$$

$$Q_a = 3.438 \text{ kW}$$

Potencia del BOMBA

$$W_b = m_6 h_6 - m_5 h_5$$

$$W_b = 157.182 \text{ W}$$

Finalmente, queda por obtener el Coeficiente de Operación (COP) para el sistema propuesto; sometiéndolo a una relación la energía suministrada al sistema con la energía de refrigeración que será capaz de generar, obteniendo:

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G + W_B}$$

$$COP = \frac{2.459 \text{ kW}}{3.385 \text{ kW} + 157.182 \text{ W}}$$

$$COP = 0.69$$

5.2 SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES

Al cumplir con los datos termodinámicos que requiere un sistema de refrigeración por absorción, se pasara a la sección del dimensionamiento de cada uno de los componentes que fungen como pilares para la operación del ciclo. De esta misma forma se buscara verificar y denotar los resultados obtenidos a partir de la simulación teórica que se plantea en esta tesis.

El proyecto de refrigeración se basa en una maquina por absorción con una solución de Bromuro de Litio – Agua de simple efecto y condensado por aire para una potencia frigorífica de 2.459 kW, para obtener una temperatura de evaporación cercana a los 3°C y de esta forma mantener en conservación alimentos básicos de una familia mexicana promedio. Quedando abierto para futuras adecuaciones donde un sistema de control y automatización mejoren el diseño.

Dicho sistema consta de elementos básicos en un ciclo de refrigeración que se agruparan en:

- a) Elementos principales.
 - i. Evaporador.
 - ii. Absorbedor.
 - iii. Bomba para la solución.
 - iv. Intercambiador de calor.
 - v. Generador.
 - vi. Condensador
 - vii. Válvula de expansión y regulación.
- b) Elementos secundarios.
 - i. Estructura base del equipo de refrigeración.
 - ii. Medidores para flujo másico y volumétrico.
 - iii. Sensores de presión y temperatura.
 - iv. Sistema de tubería y conexiones necesarias.
- c) Fuentes de energía.

5.2.1 Evaporador

Dentro de un análisis en las condiciones de trabajo, se establecen las mismas como la base para la selección del evaporador. Obteniendo datos de entrada para este elemento con una temperatura ambiente de 26°C y a una altura sobre el nivel del mar de 2,503m. La capacidad de refrigeración que se necesita para llegar a satisfacer las condiciones del sistema antes calculado, será de 2.459 kW.

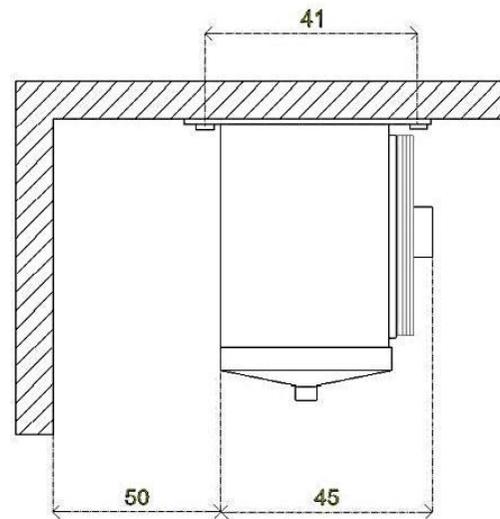
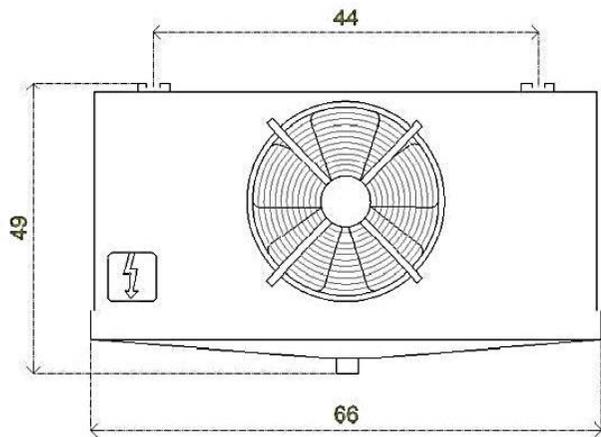
La circulación del refrigerante será a una presión de 0.757kPa y temperatura inicial de 3°C, para al finalizar el recorrido por el intercambiador del evaporador, permanecer a una temperatura muy próxima a la de entrada. El factor de cambio se producirá en la calidad del refrigerante, teniendo un fluido de entrada con una composición entre agua y vapor proveniente de la válvula de expansión. El evaporador se encargará de ceder el calor necesario al refrigerante para que pueda llegar a su punto de saturación y entregarlo en esta calidad al absorbedor.

Para los requerimientos básicos del sistema se opta por el evaporador *Línea H de Media Temperatura $\Delta t_{Caama\tilde{n}o}$, modelo H30M*; el cual tendrá una capacidad frigorífica de hasta 3kW; empleando en su construcción materiales aprobados bajo las normas de calidad UL de Estados Unidos y Canadá. Debido a sus dimensiones menores a las del promedio y su diseño que se adapta fácilmente a la instalación en la parte superior del refrigerador, satisface de una manera excelente las necesidades del proyecto.

Su configuración se encuentra formada por un sistema de tuberías dispuestas para tres bolillos y de un aletado de aluminio que posee un corrugado profundo con el fin de obtener un mayor aprovechamiento del aire. La separación entre las aletas es de 4.5 mm y la dimensión del tubo será de ½ in.

Cuenta con una carcasa de aluminio liso y pintado en blanco con pintura epoxi horneada, siguiendo las normas sanitarias para sistemas de refrigeración. Así como el uso de un motoventilador que cuenta con una protección IP54-Aislacion clase B, dicho ventilador será monofásico a 220 V. Con este diseño del evaporador se asegura que el aire descargado hacia el producto, será difundido a lo largo de las paredes; logrando con ello una temperatura uniforme por toda la unidad.

MODELO	CAPACIDADES TÉRMICAS $\Delta T = 8^{\circ}K$		MOTOVENTILADOR				CONEXIONES			
	Kcal/h	Watt	No.	Diámetro (mm)	Caudal de aire (m ³ /h)	Proyección de aire (m)	Superficie de transmisión (m ²)	Ø Entrada (in)	Ø Succión (in)	Ø Desagüe (in)
H 30 M	2,580	3,000	1	300	2,000	12	13	1/2"	5/8"	1" BSP



TESIS:

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICO
A TRAVÉS DE ENERGÍA SOLAR

INSTITUCIÓN:

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

ALUMNO:

MARIO ALBERTO NAVA LÓPEZ

NOMBRE DEL PLANO:

EVAPORADOR LÍNEA H
MODELO H30M.

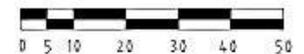


PLANO:

P-4

ACOTACION:

CENTÍMETROS



5.2.2 Condensador

La etapa de condensación dentro del ciclo de refrigeración es de vital importancia; teniendo en cuenta que en este punto el refrigerante recuperara su estado líquido, eliminando con ello el calor absorbido en el generador del sistema. Las condiciones de trabajo fueron calculadas en la sección anterior, previendo una temperatura de entrada de 86.5°C y una presión de 6.99kPa para el refrigerante, con un recorrido del mismo en una calidad de vapor supercalentado con un 100% de agua. El funcionamiento del condensador deberá permitir un cambio de fase del refrigerante a líquido saturado con una temperatura de 39°C y conservando la alta presión de entrada.

En el momento de tener que seleccionar un condensador que se adapte a las necesidades del proyecto, tendrá que tomarse en cuenta la potencia de refrigeración, así como, los factores ambientales, geográficos y el tipo de aplicación.

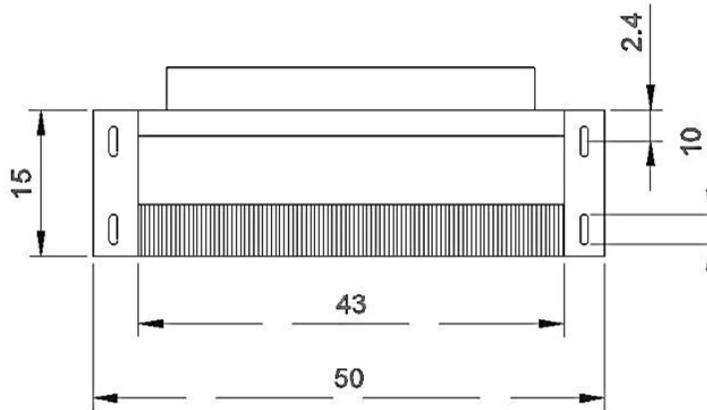
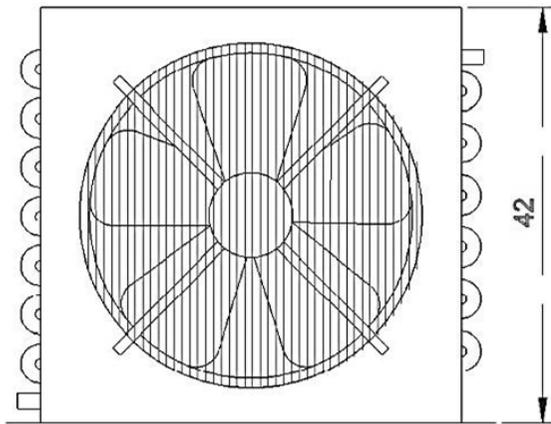
El condensador marca *Dynair*, modelo *HCA-163* contiene un sistema aletado de mayor eficiencia. Aletas fabricadas con material de aluminio de perfil especial y con un tubo de cobre de 9.52 mm de diámetro. La separación entre aletas será de 3.5 mm , lo cual asegurara un rendimiento para capacidades de hasta 3.675 kW evaluado a una diferencia de temperaturas de 15°K .

La carcasa está fabricada con acero galvanizado pintado a negro con polvo electrostático para elevar con ello su resistencia a la corrosión e impactos físicos. El ventilador a pesar de ser un elemento opcional, se planteara el uso de un motoventilador axial con rotor externo, el cual estará adaptado en la carcasa del condensador.



Ilustración 5.2 Condensador Dynair, Modelo HCA-163

MODELO	CAPACIDADES TÉRMICAS $\Delta T = 15^\circ K$		TUBOS		MOTOVENTILADOR		CONEXIONES	
	HP	Watt	No.	No.	Diámetro (mm)	Caudal de aire (m ³ /h)	Ø Entrada (in)	Ø Succión (in)
HCA-163	7/8	3,675	16 x 3	1	350	2,350	5/8"	1/2"



TESIS:
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICO
A TRAVÉS DE ENERGÍA SOLAR

INSTITUCIÓN:
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

ALUMNO:
MARIO ALBERTO NAVA LÓPEZ

NOMBRE DEL PLANO

CONDENSADOR DYNAIR
MODELO HCA-163.



PLANO:
P-5

ACOTACION:
CENTÍMETROS



5.2.3 Intercambiador

Para el diseño del proyecto, las dimensiones de los componentes son un problema a considerar. Los intercambiadores de calor de placas se utilizan como un método para transferir calor entre dos fluidos de trabajo y de esta manera aumentar el porcentaje de eficiencia en un ciclo de refrigeración.

La transferencia se genera dentro de las placas del intercambiador, las cuales debido a su geometría se forman conductos por los cuales circulan ambos fluidos. La cantidad de placas viene determinada por la capacidad que habrá de intercambio calorífico. Las aplicaciones de este tipo de intercambiadores se usan en general para líquidos, sin embargo la transferencia puede darse entre fluidos líquidos y gaseosos.

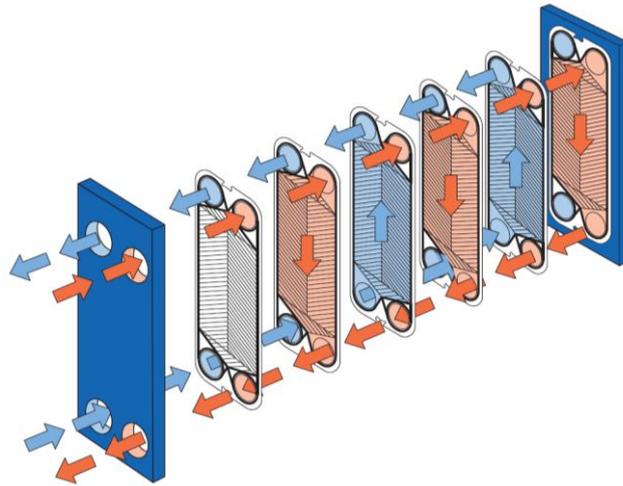
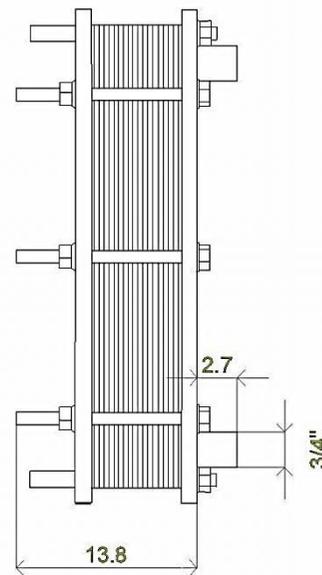
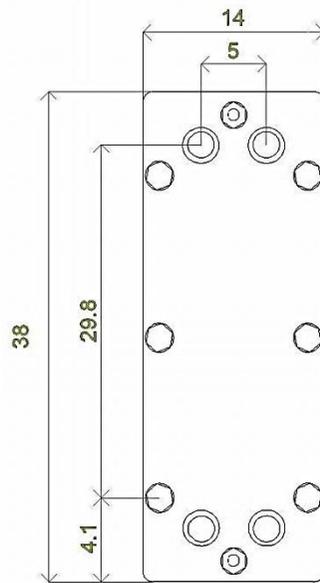


Ilustración 5.3 Funcionamiento de los intercambiadores de placas

Teniendo en cuenta los requisitos termodinámicos y físicos del sistema, se seleccionara aquel intercambiador que logre precalentar la mezcla de Bromuro de Litio y Agua, de 42°C a 71°C . Y a su vez, enfriar la solución que retorna del generador con una alta concentración en absorbente, de 86.5°C a 53°C . Todo este proceso térmico se deberá desarrollar a 6.99kPa .

Se seleccionara un intercambiador desmontable A.C.S Alfa Laval, Modelo T2-BFG/10H. Los intercambiadores Alfa Laval son fabricados totalmente de acero inoxidable AISI 31, llegando a soportar temperatura de hasta 150°C y presiones máximas de 16 bar. Contando con placas corrugadas de titanio con un espesor de 0.5mm y una anchura de 2.4mm que brindan robustez, higiene y resistencia contra la corrosión.

MODELO	POTENCIA	PLACAS	CAUDAL 1	PRESIÓN 1	CAUDAL 2	PRESIÓN 2
	kW	No.	(m ³ /h)	m.c.a	(m ³ /h)	m.c.a
T2-BFG/7H	20	7	0.9	1	0.4	0.3
fluido a enfriar $\Delta T = 20^{\circ}\text{C}$ / fluido a calentar $\Delta T = 45^{\circ}\text{C}$						



TESIS:
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICO
A TRAVÉS DE ENERGÍA SOLAR

INSTITUCIÓN:
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

ALUMNO:
MARIO ALBERTO NAVA LÓPEZ

NOMBRE DEL PLANO
INTERCAMBIADOR DE
PLACAS
MODELO T2-BFG/10H.



PLANO:
P-6

ACOTACION:
CENTÍMETROS



5.2.4 Absorbedor

El absorbedor que será utilizado en el sistema de refrigeración, es básicamente un intercambiador de calor tipo serpentín que se encargara de la transferencia de energía y masa de la mezcla de trabajo; se planteara como condición principal que el absorbedor tendrá que ser totalmente adiabático.

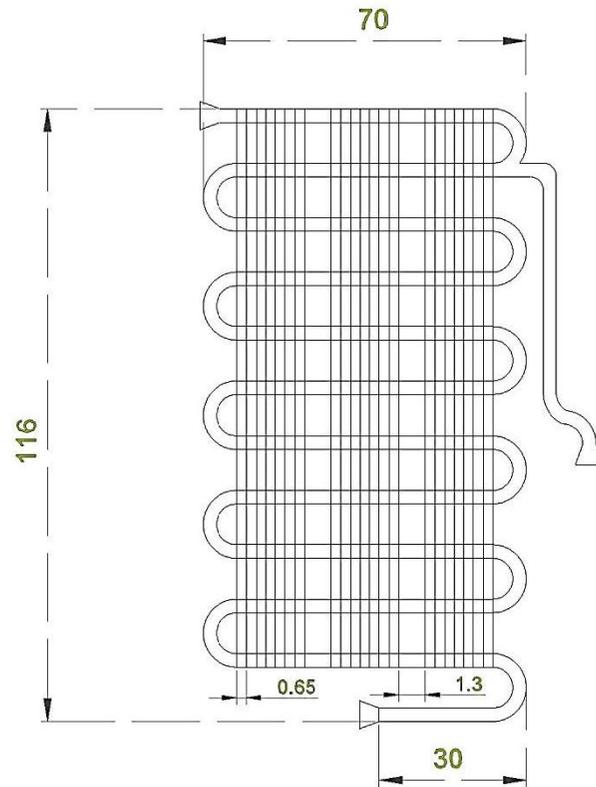
Su principio de funcionamiento será el recolectar la solución retornante del generador, la cual tendrá una concentración alta en Bromuro de Litio a una temperatura de 53°C, que al entrar en contacto con el vapor saturado del refrigerante proveniente del evaporador a 3°C y disuelto con el resto del absorbente hallado en el absorbedor, formara una mezcla que circulara por todo el serpentín con la finalidad de ser enfriada por el aire externo del sistema de refrigeración. Dicho recorrido en U permitirá que la solución circule las veces necesarias para que se logre absorber óptimamente el vapor del refrigerante y ser enviada la solución con una temperatura final de 39°C al generador del sistema con ayuda de una pequeña bomba.

Después de un análisis a los requerimientos del proyecto se opta por elegir un evaporador del tipo serpentín de la marca Jinan Retek Industries Inc., Modelo SRCY-04. Fabricado en tubo de acero inoxidable, con una estructura tipo Bundy con tubos de $\varnothing 4.76$ mm y 24 hileras de acero de $\varnothing 1.1$ mm x 970 mm de largo. Deberá ser pedido al proveedor con 2 tubos de entrada tipo Bundy para que se acople al funcionamiento del ciclo.



Ilustración 5.4 Absorbedor tipo serpentín J. Retek

MODELO	HILERAS DE ACERO			TUBO BUNDY	
	No.	Ø (mm)	Long. (mm)	Ø (mm)	U
SRCY-04	24	1.1	970	4.76	11



TESIS:
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICO
A TRAVÉS DE ENERGÍA SOLAR

INSTITUCIÓN:
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

ALUMNO:
MARIO ALBERTO NAVA LÓPEZ

NOMBRE DEL PLANO
SERPENTÍN J. RETEK
MODELO SRCY-01.



PLANO:
P-7

ACOTACION:
CENTÍMETROS

5.2.5 Generador

Para el prototipo teórico del sistema de refrigeración, se busca adaptar un generador que lleve al punto de fusión la mezcla formada por el Bromuro de Litio junto con el Agua. Esta mezcla será proveniente del intercambiador de placas del sistema, siendo precalentada antes del ingreso al generador alcanzando una temperatura de 71°C.

Puesto que, en el interior del generador se elevara la temperatura de la solución gradualmente; el refrigerante al poseer un punto de fusión menor que el absorbente, se verá forzado a iniciar con su proceso de evaporización fenómeno que desencadenara la separación del Bromuro de Litio. El vapor supercalentado del refrigerante seguirá su ciclo al pasar directamente al condensador del sistema a una alta presión y con una temperatura estimada de 86.5°C; mientras que el absorbente retenido en el generador tendrá que circular hacia el intercambiador con una solución altamente concentrada de Bromuro de Litio y parar finalmente su trayecto en el absorbedor, para seguir una y otra vez con el ciclo de refrigeración. El retorno del absorbente deberá tener la misma temperatura de salida y la misma presión que el refrigerante, es decir 86.5°C.

Para este caso en particular se ha optado por seleccionar a un calentador de circulación cast-in. Este tipo de calentadores son eficientes al calentar fluidos en fase líquida y gaseosa, o bien, en una mezcla de ambos. Su composición cilíndrica esta manufacturada por bloques de aluminio fundido que se calienta progresivamente con ayuda de resistencias eléctricas. En el núcleo del calentador, existe una bobina helicoidal donde circulara la solución de trabajo permitiendo con ello una transferencia de calor precisa y eficaz. Para mitigar las pérdidas del calor, el cilindro de aluminio estará térmicamente aislado y protegido con una carcasa. Contando adicionalmente con una sonda de temperatura que permitirá la visualización y control térmico de los elementos calefactores.

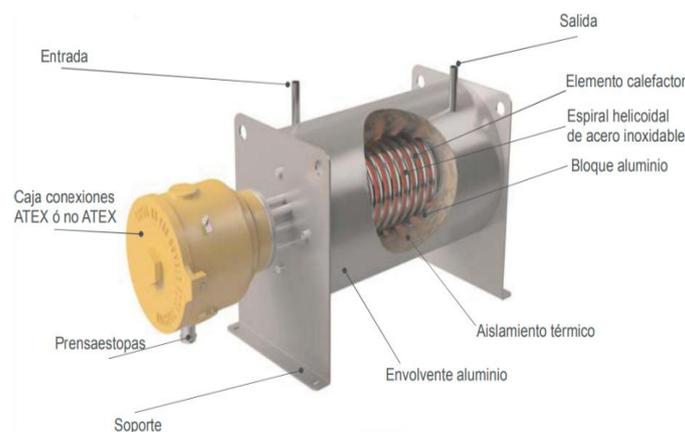
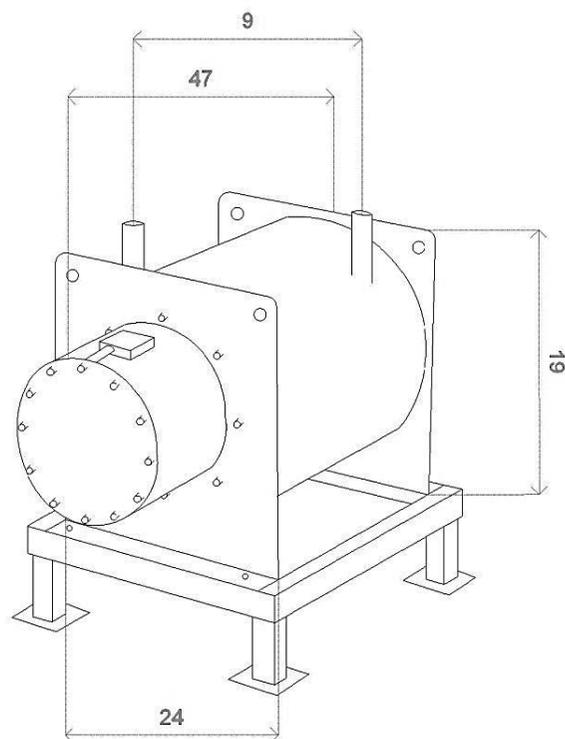


Ilustración 5.5 Calentador de circulación Cast-In

MODELO	POTENCIA	CAUDAL MAX.	ESPIRAL HELICOIDAL	ESPEJOR DEL TUBO
	KW	(m ³ /h)	∅ (mm)	(mm)
Cast-in 01-3 KW	3	0.2	6.35	1.24



TESIS:

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICO
A TRAVÉS DE ENERGÍA SOLAR

INSTITUCIÓN:

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

ALUMNO:

MARIO ALBERTO NAVA LÓPEZ

NOMBRE DEL PLANO

CALENTADOR CAST-IN
MODELO 01-3 KW.



PLANO:

P-8

ACOTACION:

CENTÍMETROS



5.2.6 Bomba eléctrica

La bomba a utilizar es elegida mediante el análisis de los requerimientos del proceso, teniendo en cuenta las capacidades caloríficas, el tipo de fluido de trabajo, así como, la presión y el caudal máximo que puede alcanzar dicho elemento durante su operación.

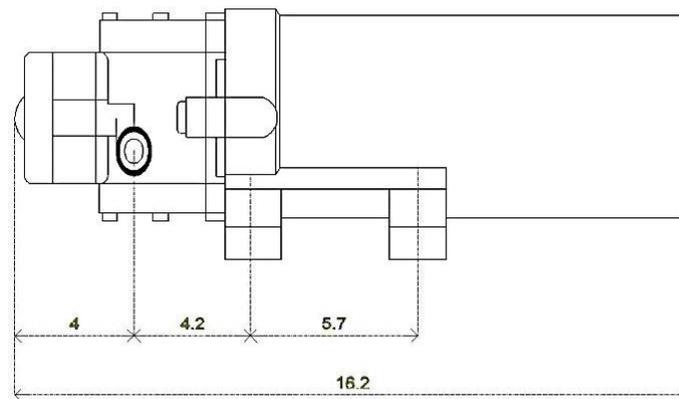
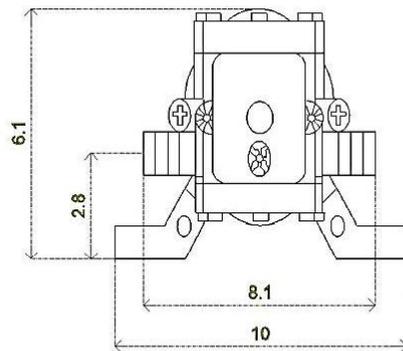
Su proceso de funcionamiento iniciara a partir del suministro del fluido de trabajo, el cual tendrá una composición entre refrigerante y absorbente. Y como se estableció en el apartado 5.1.3, el flujo másico tendrá que ser de 1.333 L/min a una temperatura de trabajo de 39°C y una presión de 0.757 kPa a la entrada de la bomba. Con ayuda del motor incorporado en la bomba se incrementara la presión del fluido hasta 6.99 kPa, haciendo lograr la circulación de la mezcla desde la salida de la bomba hasta la entrada del intercambiador con un aumento en la temperatura mínimo de 3°C.



Ilustración 5.6 Bomba eléctrica FLO-2201, Singflo

A partir de estas condiciones, la elección de la bomba Singflo, modelo FLO-2201 representa una solución factible. Dicho elemento es altamente resistente a la corrosión, lo que permite trabajar con un mayor grado de seguridad al saber que su diafragma no presentara desgaste al utilizar Bromuro de Litio. Su sistema de autocebado representa otra gran ventaja para tener un ciclo continuo de refrigeración, así como su interruptor automático incorporado y su válvula check incorporada que impide el regreso del fluido de trabajo. Para concluir la selección de esta bomba, el consumo energético que requiere para su funcionamiento es mínimo, por lo que se podría suministrar perfectamente a través de energía solar; el caudal de trabajo al cual puede llegar se acopla idealmente dejando un margen de superior para evitar problemas con el diseño para la operación del sistema.

MODELO	POTENCIA			CAUDAL MÁX. (L/min)	PRESIÓN MÁX. (kPa)
	Watts	Volts	Amperios		
FLO-2201	21.6	12	1.8	2	379



TESIS:
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICO
A TRAVÉS DE ENERGÍA SOLAR

INSTITUCIÓN:
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

ALUMNO:
MARIO ALBERTO NAVA LÓPEZ

NOMBRE DEL PLANO
BOMBA ELÉCTRICA
MODELO FLO-2201



PLANO:
P-9

ACOTACION:
CENTÍMETROS

5.2.7 Válvula de expansión termostática

El uso de una válvula de expansión se vuelve indispensable en las aplicaciones de refrigeración. Debido a que su funcionamiento permite la restricción del paso del fluido, ocasionando con ello una caída de presión muy marcada entre su entrada y salida, pero conservando la energía adquirida por el fluido.

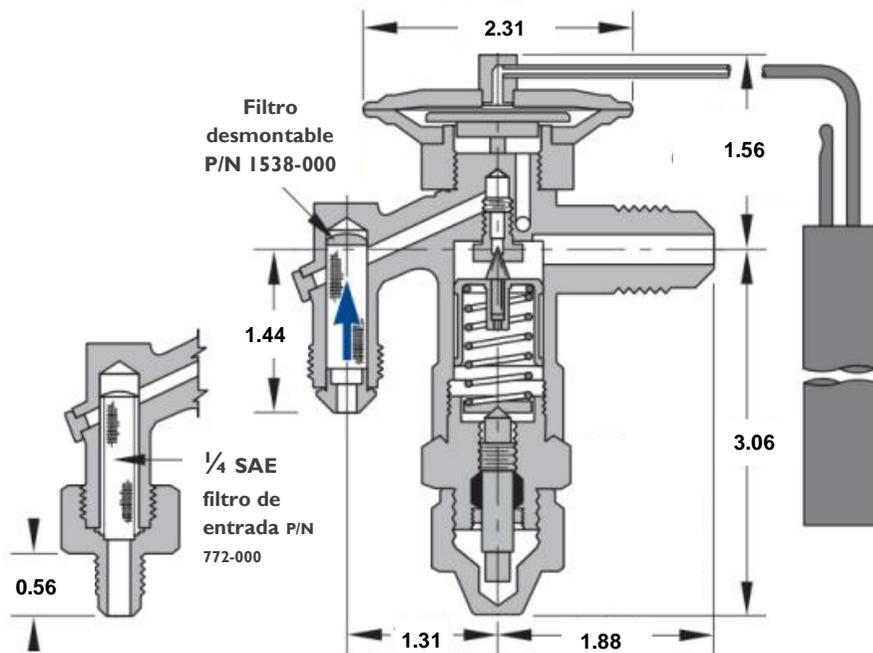
Para el actual sistema de refrigeración que se estudia, las condiciones iniciales de trabajo plantean una temperatura de 39°C a una presión de trabajo de 6.99kPa , después de hacer la restricción de paso el fluido presentara una caída de presión hasta los 0.757kPa y una temperatura de salida de 3°C . Por lo que el refrigerante puro en fase líquida se hallara en su punto de saturación, tras ser sometido a una expansión a una presión menor surgirá una mezcla entre agua y vapor.

La marca Parker se encarga de fabricar válvulas de expansión de latón forjado para su cuerpo y de acero inoxidable para la espiga, cuenta con conexiones SAE bimetálicas de cobre y un filtro tamiz desmontable. El paso de flujo para este elemento es unidireccional y gracias a su diseño se compensan los cambios de presiones de trabajo provocadas por su funcionamiento o bien por las condiciones ambientales. Como refrigerante, en este caso, se utilizara agua pura por lo que la corrosión que pudiera existir queda descartada bajo estas condiciones, y finalmente su ubicación estará dentro del evaporador H30M, el cual cuenta con el espacio para el acoplamiento con este tipo de elementos.

El modelo GVE-3/4 cumple con los principios necesarios para pequeños sistemas de refrigeración y de aire acondicionado, por lo que asegura un excelente rendimiento para capacidades nominales de hasta $\frac{3}{4}$ de Toneladas de Refrigeración. Su conexión de entrada será de $\frac{1}{4}$ " y la de salida de $\frac{1}{2}$ ", con un peso neto de 1.36 kg.



Ilustración 5.7 Válvula de expansión Modelo GVE-3/4



TESIS:

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICO
A TRAVÉS DE ENERGÍA SOLAR

INSTITUCIÓN:

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

ALUMNO:

MARIO ALBERTO NAVA LÓPEZ

NOMBRE DEL PLANO

VÁLVULA DE EXPANSIÓN
MODELO GVE-3/4

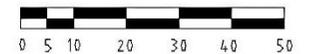


PLANO:

P-10

ACOTACION:

CENTÍMETROS



5.2.8 Válvula de regulación

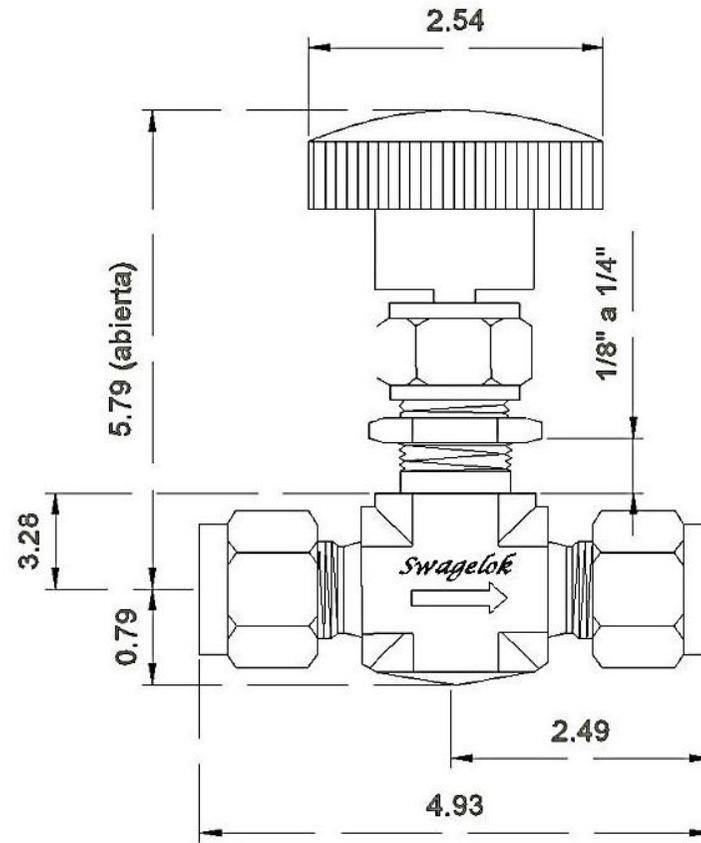
Finalmente tenemos que hacer uso de una válvula de regulación que restrinja el paso de la solución que regresa del generador y del nuevo reingreso al serpentín del equipo. Este regreso indica para el ciclo, que el fluido pasara del proceso a alta presión y uno de baja presión, por lo que es esencial el disminuir dicha presión para seguridad del equipo y del sistema completo. A diferencia de una válvula de expansión, en el transcurso de este proceso no tendrá que existir una caída de temperatura, siendo un fenómeno totalmente isoentálpico. El caudal de trabajo al que tendrá que ser sometido este elemento, se calculó de $0.09 \text{ m}^3/\text{h}$.

Las válvulas Swagelok es un importante proveedor de estos elementos, debido a su fabricación en acero inoxidable 316 aseguran el cumplimiento para caudales bajos de hasta $0.004 \text{ m}^3/\text{h}$. El modelo SS-ORS2 cumple con la necesidad de la teoría del proyecto, contando con conexiones racores de $1/8''$ para entrada y salida en un sentido unidireccional.



Ilustración 5.8 Válvula de regulación Modelo SS-ORS2

MODELO	CONEXIONES (in)	CAUDAL NOMINAL (m ³ /h)
SS-ORS2	1/8	0.09

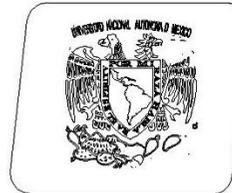


TESIS:
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICO
A TRAVÉS DE ENERGÍA SOLAR

INSTITUCIÓN:
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

ALUMNO:
MARIO ALBERTO NAVA LÓPEZ

NOMBRE DEL PLANO
VÁLVULA DE REGULACIÓN
MODELO SS-ORS2



PLANO:
P-11

ACOTACION:
CENTÍMETROS

5.2.9 Elementos secundarios

Al tener definidos los elementos principales que conforman el sistema de refrigeración; se expondrán aquellos componentes que servirán dentro de este proyecto para un mejor manejo en cuestiones de seguridad, operación y control. Los elementos secundarios no representan un factor sobresaliente en las cuestiones termodinámicas del sistema, pero su aplicación brinda una ergonomía y una lógica a la operación, incrementando como consecuencia de ello, la eficiencia de refrigeración.

En la mayoría de los casos, estos componentes resultan ser sensores que registren presiones y temperaturas, así como, flujos volumétricos y másicos del sistema, con la finalidad de tener todo el proceso cuantificado y así evitar pérdidas o problemas en determinados equipos del proceso de refrigeración.

Estructura base del equipo de refrigeración

La base del sistema de refrigeración, está diseñado a partir de las dimensiones requeridas para el montaje del cuerpo de refrigeración principal y de sus elementos, algunos de los cuales se encuentran por el exterior del sistema. Dicha estructura está planteada con una dimensión de 114cm x 85cm, y fabricada con ángulos comerciales de acero al carbón. La superficie de contacto con el cuerpo de refrigeración y la base, tendrá un piso con forro de hule antiderrapante, lo cual prevendrá movimientos no deseados o peligrosos.

Para una mejor movilidad, una vez montado el sistema de refrigeración, se recomienda fabricar con el par de llantas traseras fijas de 6cm y las llantas delanteras del tipo locas de la misma dimensión.

Para una mejor descripción del diseño de la estructura, se encuentra el Plano 3 dentro de este mismo capítulo, donde se observaran los requerimientos necesarios.

Medidores para flujo másico y volumétrico

Para la medición del flujo másico, se hará uso de sensores Elite Coriolis con capacidades de 0 a 20 kg/min, con conexiones de 1/4" bridada y fabricada con acero inoxidable. Únicamente será necesario calibrar cada uno de los sensores, antes de arrancar la marcha del sistema. Se sugiere la instalación de 2 sensores Coriolis, uno en el evaporador y otro más en el absorbedor. En caso de que el

generador del sistema no cuente con uno, se recomienda la instalación de un tercero.

En el registro de flujo volumétrico, la mejor opción está representada por los sensores tipo propela que trabajan con caudales que van desde los 0 a los 20 kg/min y cuentan con conexiones NPT de 3/8" fabricado en teflón. Este tipo de sensores arrojan lecturas de pulsos/minuto con una precisión de $\pm 1\%$. Se recomienda la instalación de un flujometro en el evaporador y otro más en la zona del generador del sistema, en aquel caso que los elementos principales no cuenten con este tipo de sensores.

Sensores de temperatura y presión

Para tener las lecturas adecuadas sobre la temperatura que tendrá el recorrido del sistema de refrigeración, se tendrán que instalar sensores de temperatura tipo RTD y que cuenten con conexión de 1/4" NPT, fabricadas en acero inoxidable. Para su instalación es obligatoria la calibración de cada sensor previa a su instalación, mediante un baño térmico que permita al sensor adaptarse a la temperatura del entorno de una manera constante. Su rango de operación va desde los 20°C a los 80°C. En un adecuado uso y supervisión del sistema, se sugieren la instalación 14 sensores RTD para tener un registro de cada paso por elemento que ejecuta el ciclo de refrigeración.

En el caso de la presión y sus medidores, se aconseja el uso de sensores piezoeléctricos ASHCROFT, que trabajan en situaciones de 0 a 34 bar, cuentan con una conexión NPT de 3/8" y su fabricación es acero inoxidable. Al igual que para los sensores de presión se tienen que calibrar cada uno de los sensores antes de su instalación. Para la puesta en marcha de específicamente este proyecto, se han planteado elementos principales como el generador y evaporador que cuenten con este tipo de sensores en el pedido inicial, en caso de que carezcan de ellos, se tendrán que hacer uso de 4 sensores para el registro del evaporador, condensador, absorbedor y generador del sistema.

Sistema de tuberías y conexiones

ELEMENTO	DESCRIPCIÓN
	Tubo de acero inoxidable de 3/4"
	Niple hexagonal NPT 1/2" en acero inoxidable
	Niple hexagonal NPT 1/4" en acero inoxidable
	Niple largo NPT 1/4" x 2" en acero inoxidable
	Tee recta 3/4" con conexión macho en acero inoxidable
	Tee unión 3/4" con conexión galgable en acero inoxidable
	Tee lateral para tubo de 3/4" en acero inoxidable
	Tee de 1/2" en acero inoxidable
	Codo unión de 3/4" en 90° conexión galgable
	Bushing NPT de 1/2" a 1/4" en acero inoxidable
	Conector NPT con entrada macho de 1/2" a 3/4" en acero inoxidable
	Válvula de globo NPT conexión de 1/2" en acero inoxidable
	Válvula de globo NPT conexión de 1/4" en acero inoxidable
	Conector NPT con entrada hembra de 1/2" a 3/4" en acero inoxidable

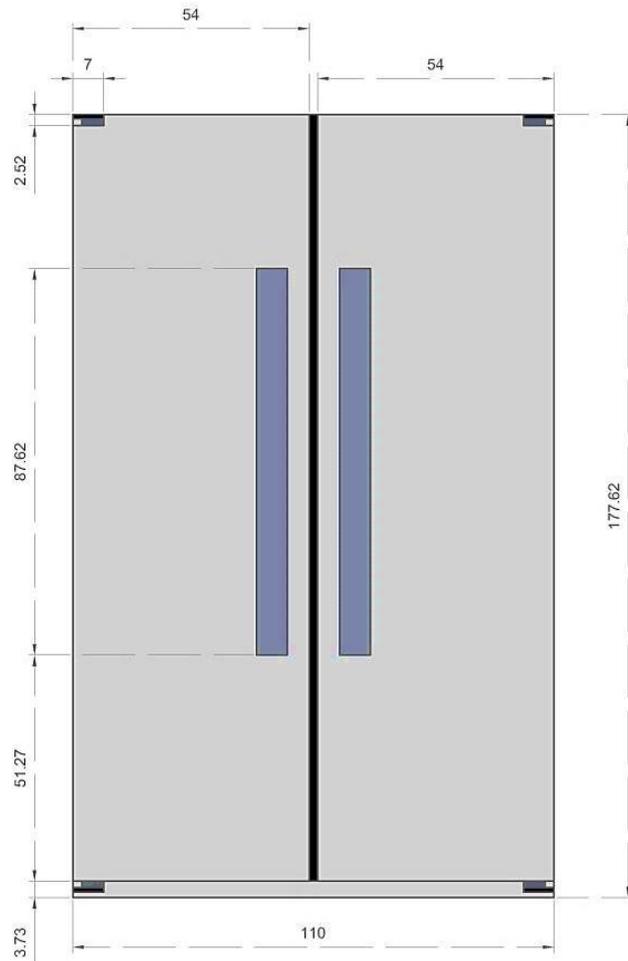
5.3 DISEÑO

Al definir y realizar el proceso de selección de acuerdo a los elementos principales del sistema de refrigeración que serán utilizados en la aplicación específica de este proyecto; se plantea un diseño que una a todos los elementos en un espacio y forma ergonómica que logre de esta manera un trabajo seguro y con alta eficiencia.

Las únicas limitantes para la realización del diseño, serán las dimensiones que se plantearon en la descripción del trabajo de tesis, así como, el tipo de material del cual tendrá que ser construido la estructura principal del espacio a refrigerar, dado que los cálculos de carga térmica están desarrollados a partir de estos parámetros.

Si bien, en este capítulo se hace mención y recomendación de aquellos elementos que podrían desarrollar un papel excelente como sistemas de control y automatización, el proyecto queda abierto para futuras mejoras dentro de este rubro.

A continuación, se presentan los planos del diseño propuesto para el refrigerador doméstico, incluyendo vistas y cortes del prototipo. Esto se realiza para que se pueda generar una idea más clara del proceso de fabricación, instalación y la puesta en marcha del ciclo de refrigeración. Adicional a ello, se debe tener en consideración la estructura base del refrigerador, ya que dicho elemento está planteado para el uso específico de este sistema.



TESIS:

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICO
A TRAVÉS DE ENERGÍA SOLAR

INSTITUCIÓN:

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

ALUMNO:

MARIO ALBERTO NAVA LÓPEZ

NOMBRE DEL PLANO

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN
VISTA FRONTAL

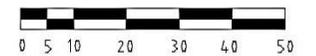


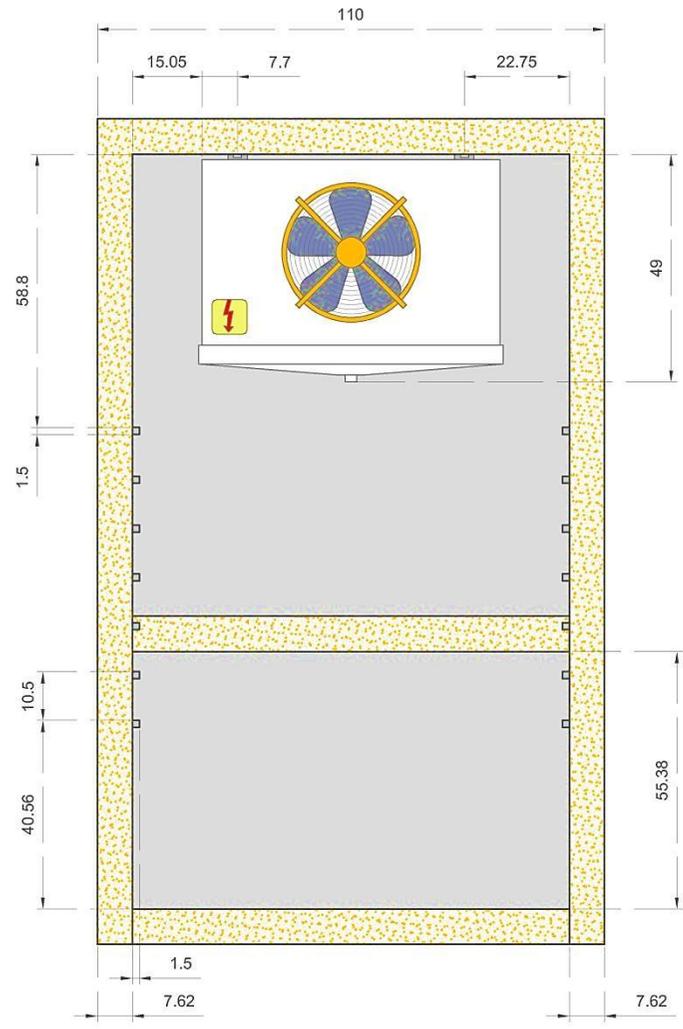
PLANO:

P-12

ACOTACION:

CENTÍMETROS





TESIS:

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICO
A TRAVÉS DE ENERGÍA SOLAR

INSTITUCIÓN:

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

ALUMNO:

MARIO ALBERTO NAVA LÓPEZ

NOMBRE DEL PLANO

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN
CORTE FRONTAL

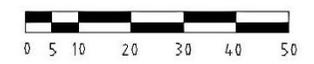


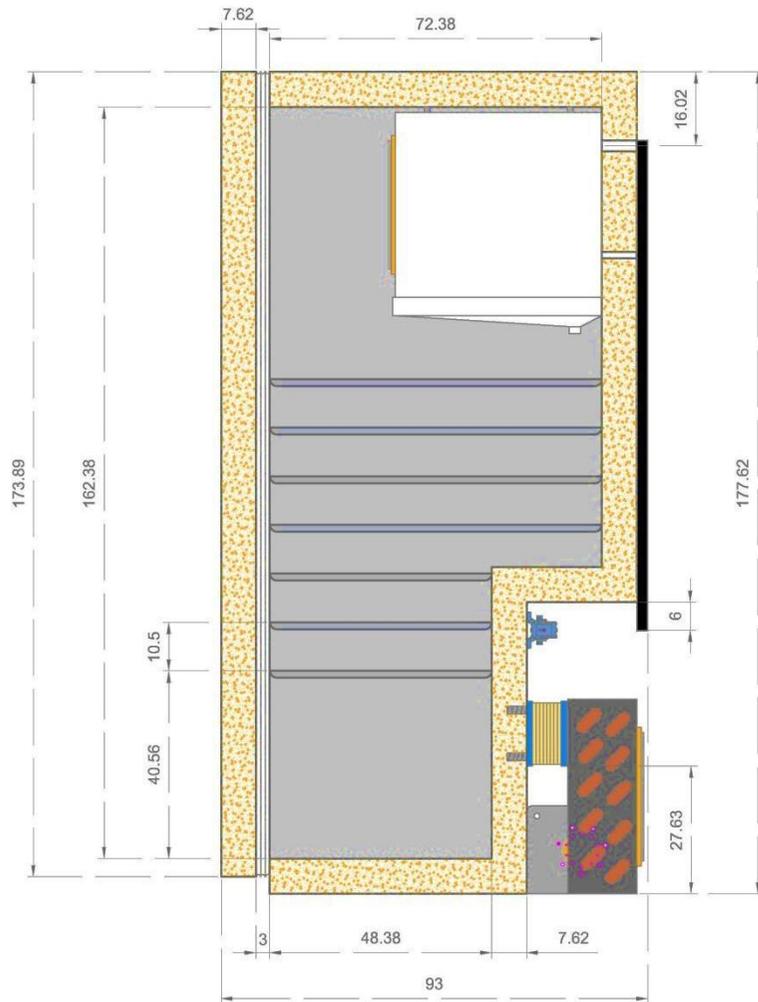
PLANO:

P-14

ACOTACION:

CENTÍMETROS





TESIS:

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICO
A TRAVÉS DE ENERGÍA SOLAR

INSTITUCIÓN:

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

ALUMNO:

MARIO ALBERTO NAVA LÓPEZ

NOMBRE DEL PLANO

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN
CORTE LATERAL

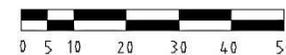


PLANO:

P-15

ACOTACION:

CENTÍMETROS



5.4 FUENTE DE ENERGÍA

En cualquier sistema de refrigeración se requiere de una fuente de energía para poder arrancar con su ciclo correspondiente, y de la misma forma, una fuente para poder mantener continuo el ciclo de trabajo. Este factor de consumo de energía se abordó más a fondo en el Capítulo 3, por lo que se concluyó en utilizar la energía solar como solución sustentable y factible para sistemas de refrigeración en zonas carentes del suministro de energía eléctrica.

El planteamiento sustentable del proyecto de refrigeración, se basa en la aplicación de un motor Stirling, dado que su funcionamiento se orienta en el consumo de fuentes de calor, entre ellas, la energía solar. La decisión es tomada a partir de las ventajas que representa un motor de esta índole, dado que su trabajo es constante e implica un sencillo funcionamiento en comparación con otras máquinas térmicas, generando con ello un mantenimiento más económico y simple. Sin embargo la captación de un solo motor Stirling tan pequeño como el que se requiere en esta situación resulta insuficiente, por lo que se recomienda un acoplamiento con un concentrador de energía solar para obtener mayor generación de energía eléctrica.

Dado que el sistema de refrigeración requiere de un consumo teórico de alrededor a los 3.3 kW de energía, el acoplamiento con un colector de disco parabólico representa la solución ante la problemática de la baja captación del motor Stirling. Esta combinación entre disco parabólico y motor Stirling se ha planteado con anterioridad en diversos proyectos, y en la gran mayoría de estos se presentan problemas en común, como lo son las pérdidas que surgen entre el colector y el receptor, sumado al desaprovechamiento de la trayectoria diaria del Sol, resultando con ello pérdidas en la transformación de energía solar a eléctrica.



Ilustración 5.9 Sistema de Disco - Stirling

Para este proyecto se propone el diseño de una estructura que mantenga fijo el motor Stirling dentro del rango del disco parabólico, y a su vez, esta misma estructura le permita el movimiento en dos ejes al colector principal, con la finalidad de seguir la trayectoria solar a partir de la inclinación diaria y de su rotación proporcional a la hora del día en que se encuentre el Sol. Al conseguir esta movilidad en el disco parabólico, se asegura la concentración de radiación solar en un solo punto focal fijo, a lo que el motor Stirling podrá realizar sin ningún problema la conversión de energía la cual ronda entre rendimientos del 25% al 30%, lo que equivaldría una producción de 1 a 25 kW en promedio, dependiendo de la capacidad del motor.

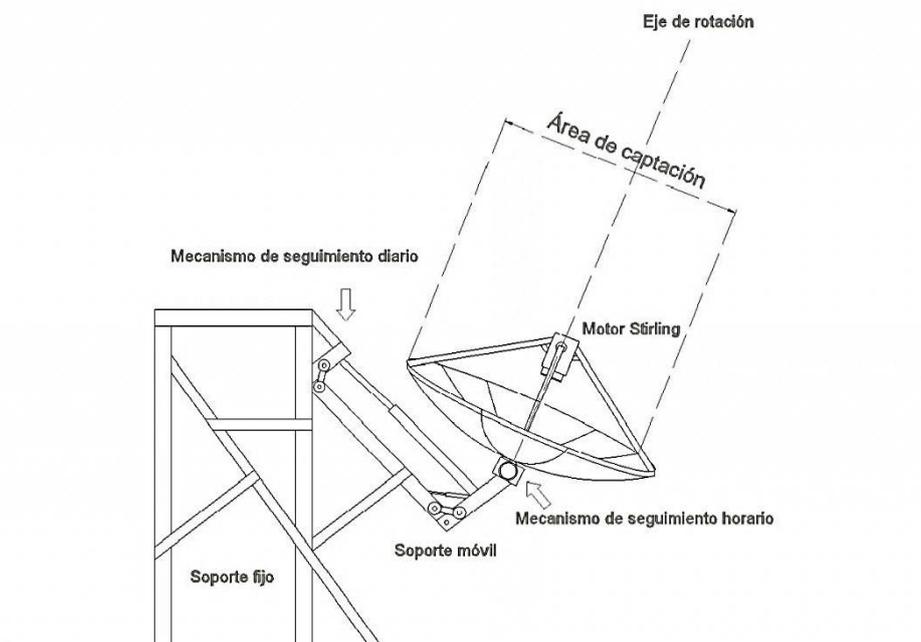


Ilustración 5.10 Diseño de un disco parabólico - motor Stirling

Para la ejecución del proyecto, se recomienda la adquisición de un motor Stirling de la marca alemana SOLO, con una capacidad de generación entre los 3 y 5 kW, cuyo precio ronda los €610. Las dimensiones del motor se establecen en la orden de pedido, pero se puede anticipar que debido a la capacidad de producción sus medidas no rebasan el metro de longitud y poseen una velocidad de giro nominal de 1500 r.p.m.

En cuanto al colector de disco parabólico se opta por un diseño propio, a fin de obtener una reducción en el costo final del proyecto. Así como la implementación de la estructura, la cual deberá estar diseñada y fabricada para un fácil mantenimiento del equipo y que posea una resistencia a cargas axiales y radiales que pueden sufrir al exterior de una casa.

5.4.1 Consideraciones de operación

En base a las consideraciones que se han tomado en proyecto similares a los discos Stirling, se busca cumplir con las necesidades que requiere la puesta en marcha de un sistema de refrigeración para uso doméstico de una baja capacidad. Teniendo en cuenta que el motor Stirling empleado será de una potencia de 3 kW para el suministro de energía a los elementos restantes del sistema, por lo que se tendrán que cumplir con las siguientes especificaciones:

- I. En el diseño de la estructura para el disco parabólico, se optara por una construcción con materiales que permitan la reducción máxima de peso en favor de las cuestiones de comodidad en el traslado e instalación del mismo.
- II. La instalación de la estructura deberá ser planteada para que resista corrientes de aire superiores a los 20 km/h provenientes del noreste en relación con los registros meteorológicos de la zona rural de Huamantla, Tlaxcala bajo las coordenadas 19°20'05.8" N, 97°55'40.4"W.
- III. El material reflejante para la construcción del colector solar deberá ser capaz de aprovechar con el grado máximo de eficiencia la irradiación solar que se produce en el punto de estudio. La irradiación solar se obtiene a partir de los datos de la Secretaria de Energía en su mapa de Sistema de Información Geográfica para las Energías Renovables en México (SIGER), arrojando como resultado 5.1 kWh/m² – día.
- IV. Dadas las especificaciones en el sistema de refrigeración y en comparativa con colectores solares comerciales, el disco parabólico se diseñara con un diámetro de 200 cm y a una profundidad vertical de 35 cm.

5.4.2 Análisis geométrico del disco parabólico

Procediendo con el dimensionamiento del colector solar, se tendrá que aclarar la paridad que toman, el ángulo de borde de disco (ϕ_r) con la relación de concentración (C). La relación de concentración se define como el factor con el cual se aumenta la cantidad de radiación que llega a ser absorbida por la superficie, este factor está determinado a partir del ángulo del borde mediante la siguiente ecuación:

$$C_{max} = \frac{\text{sen}^2 \varphi_r \cos^2(\varphi_r + 0.267 + \frac{\delta}{2})}{4 \text{sen}^2(0.267 + \frac{\delta}{2})} - 1$$

La variable de dispersión angular (δ) se hace presente en la ecuación anterior, la cual se denota para tener en consideración los errores que pueden llegar a surgir en el proyecto real con relación a un mal seguimiento del sol, o bien por errores en el ángulo y curvatura del disco parabólico. El cálculo de la dispersión angular se obtiene a partir de la sumatoria de errores unidimensionales con errores bidimensionales. Siendo los unidimensionales (Q_{1D}) aquellos que favorecen la expansión de la radiación a través de la curvatura del captador, y se demuestra mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{1D} = \sqrt{(2\delta_{estr})^2 + (\delta_{sen})^2 + (\delta_{var})^2 + (\delta_{ali})^2}$$

Finalmente, los errores bidimensionales (Q_{2D}) suceden cuando existe una ausencia de radiación solar hacia el disco parabólico, principalmente ocasionado por errores en la curvatura del colector. La ecuación que describe este fenómeno se denota como:

$$Q_{2D} = \sqrt{2\delta_{refle}^2 + \delta_{aper}^2}$$

Ambos tipos de errores se encuentran determinados con anticipación y gracias a la ayuda de las memorias del Congreso Anual SOMIM, se pueden calcular como errores comunes en la gran mayoría de proyectos de discos parabólicos.

De donde:

- I. Errores unidimensionales (Q_{1D})
 - a. Estructurales (δ_{estr}) = 2.5 mrad
 - b. Sensores de seguimiento solar (δ_{sen}) = 2 mrad
 - c. Variedad en el seguimiento solar (δ_{var}) = 2 mrad
 - d. Alineación con el receptor (δ_{ali}) = 2 mrad

2. Errores bidimensionales (Q_{2D})

- a. Reflectancia (δ_{refle}) = 0.25 mrad
- b. Apertura en los rayos solares (δ_{sen}) = 2.8 mrad

Sustituyendo valores en las ecuaciones de ambos errores obtendríamos como resultado:

$$Q_{1D} = \sqrt{(2 * 2.5)^2 + (2)^2 + (2)^2 + (2)^2} = 6.08 \text{ m * rad}$$

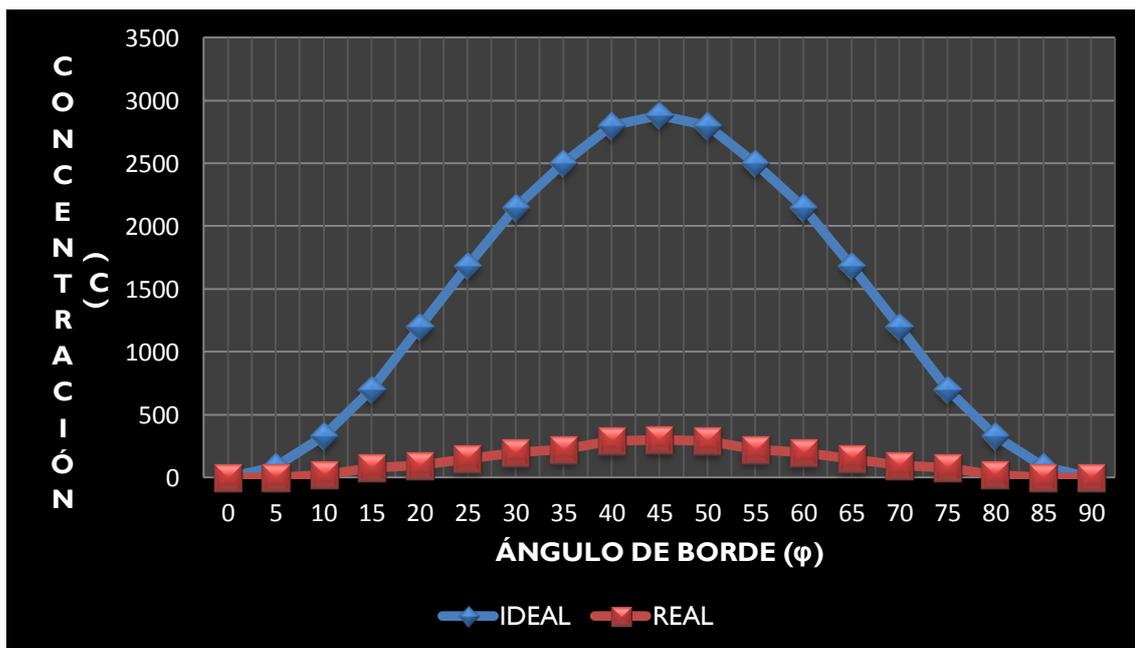
$$Q_{2D} = \sqrt{(2 * 0.25)^2 + 2.8^2} = 8.09 \text{ m * rad}$$

Por lo que:

$$\delta = Q_{1D} + Q_{2D} = 14.17 \text{ mrad}$$

$$\delta = (14.17 \text{ mrad}) * \left(\frac{180}{\pi}\right) = 2.2^\circ$$

Este factor de dispersión angular se vuelve indispensable en un análisis real del proyecto, puesto que a partir de los resultados se realiza una comparativa entre el valor de concentración solar real e ideal en la Gráfica 8, y de esta manera, se demuestra como existe una caída marcada en el valor de concentración. Como segundo factor a destacar de la Gráfica, se puede concluir que el mayor potencial para la concentración solar surge al utilizar un ángulo de 45° en la instalación del disco parabólico.



Gráfica 5.8 Concentración solar real vs Concentración solar ideal

Para realizar el diseño del colector solar, se necesita conocer dos parámetros geométricos:

I. Distancia focal

$$f = \frac{\varnothing}{4 \tan \frac{\varphi_r}{2}}$$

$$f = \frac{2m}{4 \tan \frac{45^\circ}{2}} = 0.896m$$

II. Radio del borde.

$$r_r = \frac{2f}{1 + \cos \varphi_r} - 1$$

$$r_r = \frac{2(0.896m)}{1 + \cos 45} - 1 = 0.178m$$

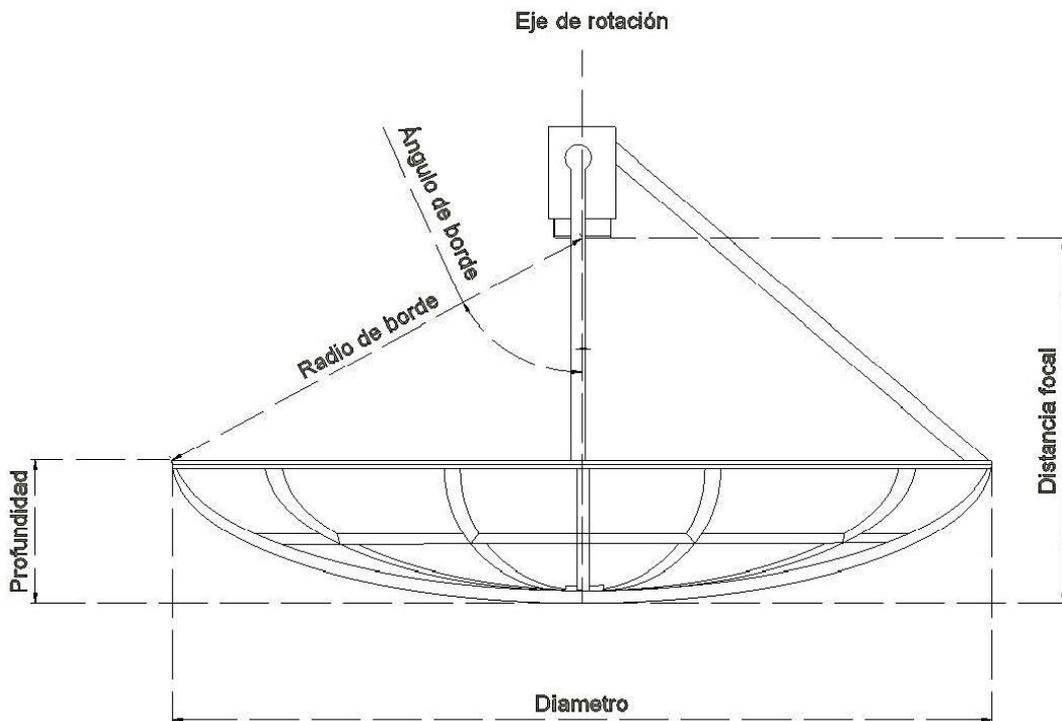


Ilustración 5.11 Parámetros geométricos para un concentrador de disco parabólico

5.4.3 Análisis óptico del disco parabólico

Para el desarrollo de los parámetros ópticos se consideran factores que lleguen a simular un fenómeno real con el objetivo de definir los factores finales del concentrador del disco. Entre los factores ópticos se encuentran:

- a) La posición del sol respecto al colector, la cual se puede definir mediante la latitud, el día y hora durante la cual se analizara el sistema, o bien, a través de la posición del sol con respecto al concentrador del disco parabólico. La irradiación total emitida por el sol hacia la superficie se considera en este proyecto como un valor unitario constante.
- b) Reflectividad del concentrador solar, dicho parámetro es fundamental para la eficiencia en cuanto a la concentración de energía solar. Su estimación se encuentra determinado por el tipo de material empleado en su construcción. Para fines prácticos del proyecto se recomienda el uso de placas Reflectech con reflectancia del 93%.

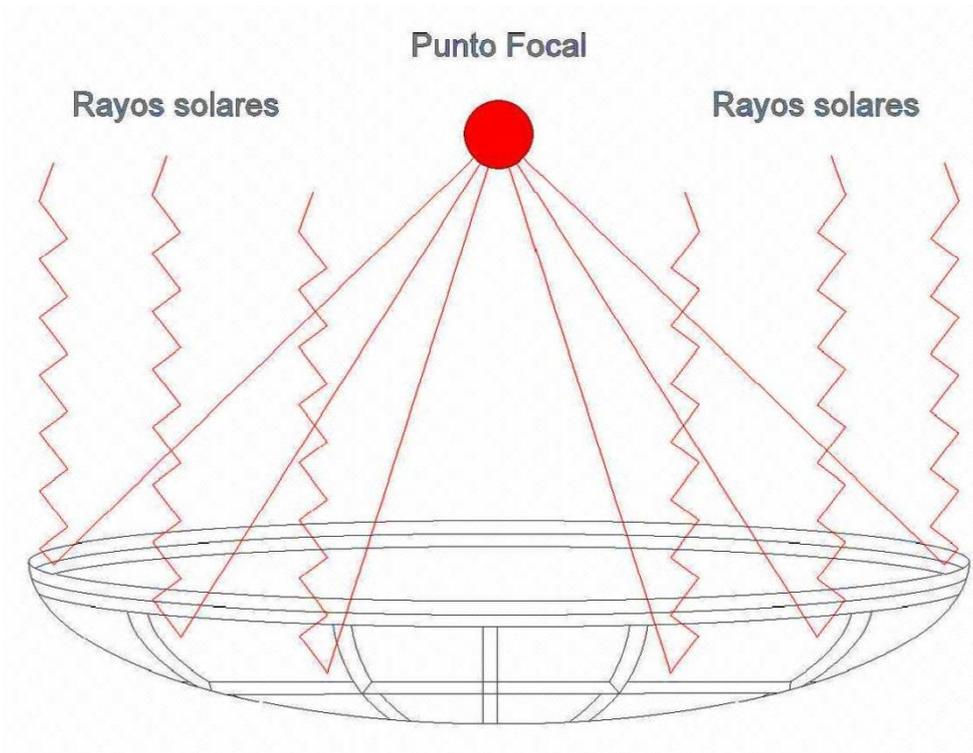


Ilustración 5.12 Fenómeno de reflectancia en un concentrador solar

5.4.4 Sistema de seguimiento solar

En busca de obtener mayores beneficios en producción de energía solar, se implementara en el proyecto un sistema de seguimiento que posicione constantemente los rayos de radiación solar con el eje de rotación del disco. Para ello se requiere del movimiento en dos ejes del colector, modificando su posición diaria y horaria a lo largo del día.

Para la función del seguimiento solar se usan actualmente diferentes sistemas útiles en dicha tarea. En un análisis de acuerdo a las necesidades presentes en el proyecto se opta por el método de Elevación – Acimutal (método abordado más a profundidad en el trabajo de Maestría en Ingeniería de la Energía por Zabalza Gustavo, 2010), el cual consiste en asentar el disco parabólico sobre un plato que produce un giro sobre un plano paralelo respecto a la Tierra, y a su vez en otro plano, un movimiento perpendicular.

Los movimientos paralelos al plano modifican el acimut del colector, mientras que el ajuste en el plano perpendicular cambian constantemente la altitud, de ahí el origen al nombre del método. La velocidad a la cual rota el disco es variable en el transcurso del día, pero se puede llegar a determinar con ayuda del sensor que realiza las correcciones en los ejes mediante un sistema digital.

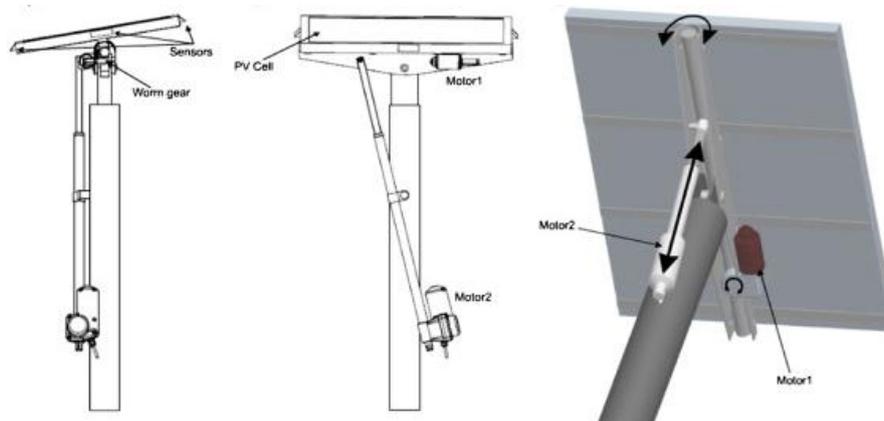


Ilustración 5.13 Sistema de seguimiento solar

5.5 ANÁLISIS ECÓNOMICO

Para el desarrollo de un análisis económico completo acerca de este proyecto, se deberán contemplar los costos de operación, gastos en materiales, inversión en investigación, así como, los gastos de ingeniería o mano de obra y principalmente los gastos en energía. Ya que este último gasto, permite demostrar las ventajas que involucra la implementación de este tipo de tecnologías en México.

Los gastos que a continuación se presentan, en su mayoría son tentativos y se exhorta a realizar y actualizar esta valoración técnico – económica en tiempos futuros.

MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT (M.N.)	PRECIO FINAL (M.N.)
Evaporador	U	1	3000	3000.0
Condensador	U	1	1800	1800.0
Intercambiador	U	1	400	400.0
Absorbedor	U	1	380	380.0
Generador	U	1	2800	2800.0
Motor Stirling	U	1	12800	12800.0
Disco parabolico	U	1	4000	4000.0
Bomba	U	1	200	200.0
Válvula de expansión GVE-3/4	U	1	480	480.0
Válvula de regulación SS-ORS2	U	1	105	105.0
Sensores de flujo masico	U	2	380	760.0
Sensores de flujo volumétrico	U	2	450	900.0
Sensores RTD	U	14	250	3500.0
Sensores piezoeléctricos	U	4	230	920.0

MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT (M.N.)	PRECIO FINAL (M.N.)
Tubo de acero 3/4"	U	5	192	960.0
Niple hexagonal NPT 1/2"	U	16	51	816.0
Niple hexagonal NPT 1/4"	U	14	47	658.0
Niple largo NPT 1/4" x 2"	U	2	49	98.0
Tee recta 3/4"	U	6	30	180.0
Tee unión 3/4"	U	15	50	750.0
Tee lateral 3/4"	U	10	47	470.0
Tee de 1/2"	U	10	51	510.0
Codo 3/4" en 90°	U	15	21	315.0
Bushing NPT de 1/2" a 1/4"	U	5	57	285.0
Conector NPT de 1/2" a 1/4"	U	5	26	130.0
Válvula de globo 1/2"	U	2	83	166.0
Válvula de globo 1/4"	U	1	81	81.0
Conector hembra de 1/2" a 3/4"	U	2	18	36.0
Bromuro de litio	Lts	2	1100	2200.0
Ángulo de acero 25x3mm	U	2	370	740.0
Barra de acero 71x41mm perforada	m	1	45	45.0
Bisagra de presión	U	3	92	276.0
Teflón	U	1	10	10.0
Abrazadera 1"	U	15	5	75.0
Abrazadera 3/4"	U	36	4	144.0
Juego de llantas	U	2	90	180.0
Tornillos	U	50	0.85	42.5
Electrodos	Kg	2	60	120.0
Lámina galvanizada 1/32	U	2	165	330.0
Pintura anticorrosiva	Lts	2	127	254.0
Circuito eléctrico de control	U	1	1500	1500.0
Mano de obra (Tornero, Taladrador, Soldador)				5000.0
Gasto en investigación				1500.0
Total =				49916.5

CAPÍTULO 6. OPERACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

La explicación en cuanto a la parte de operación del sistema de refrigeración de uso doméstico se presenta a continuación, en la búsqueda de obtener un trabajo seguro y estable por un periodo largo de tiempo. Además de los procedimientos básicos en operación que se explicaran, se mencionaran aquellos protocolos de arranque, seguridad y paro total para un sistema de refrigeración por absorción.

Sin importar que el trabajo presentado en esta tesis sea puramente explicativo, tener conocimiento de las medidas de control, así como de los elementos que facilitan esta tarea, como lo son los sensores que se postulan en el equipamiento del sistema, son de gran ayuda para el mantenimiento estable del sistema. Como se hizo mención en capítulos anteriores, el proyecto queda abierto a mejoras en sistemas de control y desempeño de la máquina. Por lo que la operación de un sistema puede llegar a presentar ligeras variaciones con respecto a lo establecido en este proyecto.

6.1 PROCEDIMIENTO DE ARRANQUE DEL SISTEMA

En todo sistema de refrigeración, es necesario realizar un procedimiento general para el arranque del ciclo. Por lo que se recomiendan seguir con los siguientes pasos antes de iniciar la puesta en marcha del sistema:

- Llenar el tanque del generador del sistema con refrigerante puro, sellándolo en un aislamiento del resto del sistema cerrando todas las válvulas entre elementos principales del sistema.
- Dar paso a la energización de los componentes que así lo requieran, con el objetivo de tener un precalentamiento en las zonas de alta temperatura.
- Iniciar con el arranque del motoventilador del evaporador a puerta cerrada del sistema.
- Abrir paulatinamente las válvulas cerradas en el sistema para las zonas del generador, intercambiador y absorbedor del sistema.
- Encender la bomba eléctrica
- Poner en operación el generador del equipo, dando inicio con la etapa del agua a alta temperatura.
- Abrir las válvulas de las secciones restantes y comunicar al sistema de refrigeración completo.
- El sistema a queda en operación a partir de este momento.
- Realizar un chequeo general en los sistemas de instrumentación y de control en busca de algún error o fuga del equipo.

6.2 REGLAMENTO DE OPERACIÓN

Con la finalidad de asegurar un óptimo trabajo general del equipo de refrigeración y obtener una adaptabilidad del ciclo, se tendrán que determinar anticipadamente una condición para el arranque de operación:

- Se tendrá que establecer una temperatura constante a la salida de la zona del generador, registrar y supervisar algún cambio en este factor. Esta acción se tendrá que realizar sobre aquellos elementos que sufran una entrada de refrigerante.

** (La zona de condensación y enfriamiento del absorbedor en condiciones de trabajo reales se vuelve casi imposible de controlar, debido a que trabajarán a condiciones ambiente).

6.3 PARO TOTAL DEL SISTEMA

En condiciones reales, la necesidad de tener un paro en el ciclo del sistema se vuelve una opción importante, por lo que es relevante conocer el procedimiento a seguir en caso de así requerirlo.

- Detener inmediatamente la energización hacia el generador del sistema, cerrando a su vez las válvulas de paso entre el resto de los componentes del ciclo, dejando únicamente abierta la válvula de salida de la bomba hacia el intercambiador.
- Suspender el paso de energía hacia la bomba eléctrica y cerrar la válvula restante del sistema.
- Dejar pasar un lapso de tiempo considerado para permitir la mezcla de refrigerante y absorbente termine de circular por el absorbedor y condensador.

- Apagar el motoventilador correspondiente al evaporador y condensador.
- Cortar la energía a los elementos secundarios y de control del sistema.
- Únicamente en casos de paro por un tiempo indefinido, y verse obligados a tener que retirar el absorbente, este fluido tendrá que ser almacenar en un tanque de mezclado.

6.4 SEGURIDAD EN CASO DE FUGA

Aunque el sistema está pensado para utilizar fluidos inofensivos al medio ambiente como al contacto directo con la finalidad de reducir riesgos en casos de fuga Puede llegar a presentarse este fenómeno en el sistema, por lo que se deberán seguir los siguientes pasos:

- Evacuar la zona directa de instalación del sistema y reporta la falla directamente al personal de seguridad y mantenimiento capacitado.
- Suspender la energización del equipo en el caso de que este se encuentre en operación.
- Ubicar visualmente el origen de la fuga.
- Cerrar las válvulas que permitan aislar la sección que presente el fenómeno de fuga.
- Si es pertinente, limpiar encharcamientos con agua y tapar con estopa el origen de la fuga para minimizar el efecto.

CONCLUSIONES

En el proyecto presentado para titulación “Sistemas de Refrigeración Doméstico a Través de Energía Solar” se abordaron ideas y conceptos que formaron parte del aprendizaje de un Ingeniero Mecánico. Asignaturas como Termodinámica, Mecánica de fluidos, Sistema de aire acondicionado, por mencionar algunas, son la base del trabajo y desarrollo planteado para resolver este proyecto de tesis de una manera puramente explicativa e ilustrativa.

El desarrollo del proyecto involucra una nueva aproximación al análisis de sistemas térmicos con una aplicación directa en aire acondicionado, partiendo de los conocimientos introductorios a la termodinámica y refrigeración. Además de ello, el proyecto conlleva un estudio a temas que representan una alternativa en este momento, sobre la crisis energética que se vive mundialmente.

La solución planteada sobre el diseño y el tipo de acoplamiento que se ejecuta en este proyecto, implica un desarrollo en sistemas de refrigeración en comparativa con los ya tradicionales y comerciales. El uso de un motor Stirling eleva la eficiencia del ciclo, permitiendo consumir menos energía para el electrodoméstico, que estadísticamente, más energía requiere en un hogar promedio. Si bien se piensa en un ciclo ideal y continuo de refrigeración, con respectivas consideraciones, se deberá tener un sistema de almacenamiento como fuente auxiliar en días de baja radiación solar.

El beneficio principal del motor Stirling acoplado a un colector de disco parabólico será la producción de energía eléctrica; el cual inicialmente es pensado únicamente para el consumo del sistema de refrigeración. Al finalizar el análisis y desarrollo del trabajo de tesis, se demuestra que la producción energética puede llegar a ser mayor que el consumo del sistema refrigerante, por lo que el mismo dúo solar permitiría un abastecimiento mayor en aprovechamiento del hogar.

Lo último por volver a mencionar será referente a que el proyecto actual queda abierto a futuras mejoras para obtener una mayor eficiencia en ciclo. El análisis presente se enfoca en un desarrollo del área termodinámica; por lo que aquellos sistemas de control, sistemas de automatización y procedimientos de fabricación quedan en busca de un estudio explicativo más amplio. De la misma manera, el análisis económico puede desarrollarse a partir de la implementación del proyecto, si bien, en 2020 el proyecto se plantea a una inversión final de \$120 000 M.N., el futuro jugará a favor de una inversión redituable. Plantando cara frente en el mercado de refrigeración, ya que si su producción se llevara a gran escala, los costos totales del proyecto reducirían de una manera considerable.

BIBLIOGRAFÍA

Barrera, C. M. (2015). *Análisis de Operación de un Sistema de Refrigeración por Absorción Avanzado Gax Híbrido Solar – Gas LP*. Tesis de Doctorado en Ingeniería. Universidad Nacional Autónoma de México.

Burghardt, M. D. (1982). *Ingeniería Termodinámica*. Nueva York: Hala.

Campos, O. S. (2016). *Diseño y Análisis de un Motor Stirling Accionado por un Concentrador Solar Parabólico*. Tesis de Ingeniería Mecánica. Universidad Nacional Autónoma de México.

Castro, G. J. (2012). *Sistemas de Refrigeración Convencional y Solar*. Tesis de Física. Universidad Nacional Autónoma de México.

Dossat, R. J. (1961). *Principles of Refrigeration*. Estados Unidos: Wilet Toppan.

Jumbo, Q. J. & Macas, C. R. (2009). *Diseño y Construcción de un Sistema de Aire Acondicionado para Prácticas Estudiantiles en la Carrera de Ing. Electromecánica de la U.N.L.* Tesis de Ingeniería Electromecánica. Universidad Nacional de Loja.

López, L. A. (2003). *Diseño del Sistema de Refrigeración por Absorción (LiBr-H₂O) utilizando Energía Solar*. Tesis de Ingeniería Química. Universidad Nacional Autónoma de México.

Ramírez, E. L. (2013). *Proyecto de un Sistema de Acondicionamiento de Aire para un Quirofano Perteneciente a un Hospital, Localizado en la Ciudad de Toluca; Estado de México*. Tesis de Ingeniería Mecánica. Instituto Politecnico Nacional.

Rodríguez, J. J. (2009). *Un Sistema de Refrigeración por Medio de Energía Solar*. Tesis de Ingeniería Mecánico Electricista. Universidad Nacional Autónoma de México.